Die

# Dampfmaschine

## in Frage und Antwort

Kurzgefaßte Zusammenstellung nebst Aufgaben-Sammlung für den Gebrauch beim Unterricht, beim Selbststudium und in der Praxis

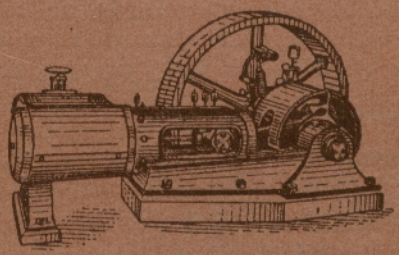
von

**Carl Kahle**
Ingenieur und Lehrer

Heft 1:

## Einzylinder-Maschinen

(Wechselstromdampfmaschinen)



Dritte, durchgesehene Auflage

Mit 91 Figuren im Text

Berlin 1922 / E. S. Mittler & Sohn, Kochstr. 68–71.

# Aus dem Vorwort zum ersten Hefte

Wie in meinen „Maschinen-Elementen“, so war ich auch in dem vorliegenden Werke „Die Dampfmaschine“ bestrebt, die wichtigsten Gesetze des Dampfmaschinenbaues, soweit es sich um ortsfeste Dampfmaschinen handelt, in kurzer, leicht faßlicher Form zusammenzustellen und praktisch zu behandeln, ohne die theoretische Seite außer acht zu lassen. Zur leichteren Bewältigung des Stoffes ist daher auch hier die Frage und Antwort gewählt worden. Statt einzelner Berechnungen hier und da, mit denen dem Studierenden wenig geholfen ist, bringen die Hefte vollständig durchgerechnete Maschinen.

Dem Studierenden bieten die hier zum ersten Male zusammenhängend in allen Einzelheiten vollständig durchgeführten Beispiele gute Unterlagen für seine Konstruktionsaufgaben. Bei Berechnung der Einzelteile ist, soweit angängig, eine elementare Ableitung der Formeln angewendet. Auch als Repetitorium zum Examen dürfte das Werk gute Dienste leisten. Der junge Techniker wird ebenfalls, sowohl am Konstruktionstische wie auch im Betriebe, einen guten Ratgeber in dem Werke finden. Bei mangelnder Zeit braucht er nur die Antworten zu überfliegen, in denen das Behandelte durch Sperrdruck hervorgehoben ist. In den zusammenhängend gegebenen Beispielen findet er das Gesuchte so schnell und übersichtlich, wie sonst nirgends. Der Praktiker, Meister, Maschinist, Monteur, Maschinenbauer und Heizer sowie auch der Maschinenbesitzer und der Interessent, sie alle können sich auf die oft recht schwierigen Fragen des Dampfmaschinenbaues und der Wärmetheorie aus dem Werke Antwort holen.

Bei den Figuren ist, wo irgend angängig, eine Konstruktionszeichnung und daneben das Bild einer fertigen Maschine gebracht worden, damit der Studierende und der Fachmann, ebenso aber auch der Laie, der eine Konstruktionszeichnung allein nicht verstehen würde, sich eine Vorstellung von dem Gesagten machen kann.

Um das Werk handlich zu gestalten und die Anschaffung zu erleichtern, erscheint es in einzelnen Heften, deren jedes ein abgeschlossenes Ganzes ist. In der Reihenfolge der Hefte ist auf den Studiengang Rücksicht genommen.

Bisher sind erschienen:

1. **Einzylinder-Maschine** (Wechselstrom-Dampfmaschine) 3., durchgesehene Aufl., M 18,—
2. **Mehrzylinder-Maschine** (Verbundmaschine). 2. Aufl., M 10,—
3. **Einfache Schiebersteuerungen.** 2. Aufl., M 10,—
4. **Das Schwungrad.** 2., durchgesehene Aufl., M 15,—
5. **Doppelschieber-Steuerung.** 2. Aufl., M 10,—
6. **Kolbenschieber-Steuerungen.** 2., durchgesehene Aufl., M 15,—
8. **Gleichstrom-Dampfmaschine.** 2., durchgesehene Aufl., M 25,—.

# Die Dampfmaschine

## in Frage und Antwort

Kurzgefaßte Zusammenstellung nebst Aufgaben-Sammlung für den Gebrauch beim Unterricht, beim Selbststudium und in der Praxis

von

**Carl Kahle**

Ingenienr und Lehrer zu Berlin

Heft 1:

## Einzylinder-Maschinen

(Wechselstromdampfmaschinen)

Dritte, durchgesehene Auflage
Mit 91 Figuren im Text

---

**Berlin 1922**

E. S. Mittler & Sohn, Kochstraße 68—71

Alle Rechte aus dem Gesetze vom 19. Juni 1901 sind vorbehalten.

# Abkürzungen.

at abs = Atmosphären absolut.
c = Kolbengeschwindigkeit in m/Sek.
C = gesamter Dampfverbrauch der Maschine in kg/Std.
$C'_i$ = nutzbarer Dampfverbrauch pro indizierte Pferdekraft und Stunde.
$C''_i$ = Abkühlungsverlust.
$C'''_i$ = Dampflässigkeitsverlust.
$C_i$ = gesamter Dampfverbrauch pro PS/Stunde in kg.
D = Zylinderdurchmesser.
$\eta$ = mechanischer Wirkungsgrad.
$\vartheta$ = Drosselung.
F = Kolbenfläche.
f, $f^1$ = Spannungskoeffizienten.
$\gamma_1$ = Gewicht von 1 cbm Einströmdampf.
$\gamma_2$ = Gewicht von 1 cbm Ausströmdampf.
$L_a$ = Admissionsarbeit des Dampfes.
$L_e$ = Arbeit des Dampfes während der Expansion.
L = Gesamtleistung des Dampfes.
$L_g$ = Arbeit des Gegendampfes.
$L_i$ = tatsächliche Leistung des Dampfes.
m = schädlicher Raum, häufig an dessen Stelle die Länge des schädlichen Raumes $s_0$ gesetzt.
n = Tourenzahl.
$N_i$ = indizierte Pferdestärken.
$N_e$ = effektive Pferdestärken.
p = Admissionsdruck in at abs.
$p_o$ = Kesseldruck in at abs, wird auch mit $p_k$ bezeichnet.
$p_i$ = mittlerer indizierter Dampfdruck in at.
$p_a$ = absolute Eintrittsspannung.
$p_m$ = mittlerer absoluter Druck während des Kolbenhubes in at.
$p_g$ = absoluter Gegendruck in at.
$p_e$ = mittlerer nutzbarer Dampfüberdruck in at.
$\mu p_e$ = mittlere Höhe des Diagramms der zusätzlichen Reibungsarbeit.
r = Kurbelradius auch mit R bezeichnet.
s = Hub der Maschine.
$s_1$ = Hub während der Füllung.
$\frac{s_1}{s}$ = Füllungsgrad.
$\frac{s_2}{s}$ = Vorausströmungsverhältnis.
$\frac{s_3}{s}$ = Kompressionsverhältnis.
$\frac{s_4}{s}$ = Voreinströmungsverhältnis.
$\sigma''$ = Diagrammhöhe entsprechend der Reibung im Zylinder.
$\sigma'$ = Diagrammhöhe, entsprechend dem Lagerdruck.
$\sigma$ = mittlere Höhe des Diagramms der Leergangsarbeit.
v = Volumen beim Drucke p.
$v_1$ = Volumen beim Drucke $p_1$.

# Vorwort.

Wie in meinen »Maschinen-Elementen«,*) so war ich auch in dem vorliegendem Werke »**Die Dampfmaschine**« bestrebt, die wichtigsten Gesetze des Dampfmaschinenbaues, soweit es sich um ortsfeste Dampfmaschinen handelt, in kurzer, leicht faßlicher Form zusammenzustellen und praktisch zu behandeln, ohne die theoretische Seite außer acht zu lassen. Zur leichteren Bewältigung des Stoffes ist daher auch hier die Frage und Antwort gewählt worden. Statt einzelner Berechnungen hier und da, mit denen dem Studierenden wenig geholfen ist, bringen die Hefte **vollständig durchgerechnete Maschinen.**

**Dem Studierenden** wird durch die Frage und Antwort das Verständnis erleichtert; er kann das, was in der Antwort gesagt ist, leichter erfassen, weil er aus der Frage von vornherein weiß, um was es sich handelt. Die hier zum ersten Male zusammenhängend in allen Einzelheiten **vollständig durchgeführten Beispiele** bieten ihm außerdem gute Unterlagen für seine Konstruktionsaufgaben. Bei Berechnung der Einzelteile ist, soweit angängig, eine elementare Ableitung der Formeln angewendet. Auch als Repetitorium zum Examen dürfte das Werk gute Dienste leisten.

**Der junge Techniker** wird ebenfalls, sowohl am Konstruktionstische wie auch im Betriebe, einen guten Ratgeber in dem Werke finden. Bei mangelnder Zeit braucht er nur die Antworten zu überfliegen, in denen das Behandelte durch Sperrdruck hervorgehoben ist. In den zusammenhängend gegebenen Beispielen findet er das Gesuchte so schnell und übersichtlich, wie sonst nirgends.

**Der Praktiker,** Meister, Maschinist, Monteur, Maschinenbauer und Heizer sowie auch der Maschinenbesitzer und der Interessent,

*) Kahle, »Die Maschinen-Elemente in Frage und Antwort«. 12 Hefte. Berlin 1908. E. S. Mittler & Sohn, Königliche Hofbuchhandlung.

sie alle können sich auf die oft recht schwierigen Fragen des Dampfmaschinenbaues und der Wärmetheorie aus dem Werke Antwort holen; das Erkennen von Fehlern sowie das Bestimmen der Leistung einer Maschine wird dem Praktiker an Hand des Buches leicht, und so wird er sich allmählich mit den Feinheiten der Dampfmaschine vertraut machen können.

Bei den **Figuren** ist, wo irgend angängig, eine Konstruktionszeichnung und daneben das Bild einer fertigen Maschine gebracht worden, damit der Studierende und der Fachmann, ebenso aber auch der Laie, der eine Konstruktionszeichnung allein nicht verstehen würde, sich eine Vorstellung von dem Gesagten machen kann.

Um das Werk handlich zu gestalten und die Anschaffung zu erleichtern, erscheint es, wie meine Maschinen-Elemente, in einzelnen Heften, deren jedes ein abgeschlossenes Ganzes ist. In der Reihenfolge der Hefte ist auf den Studiengang Rücksicht genommen. Es ist also in **Heft 1** die »**Einzylinder-Maschine**« (Wechselstrom-Dampfmaschine) behandelt und ein Beispiel für eine kleine »Einzylinder-Maschine« gebracht; dann folgt, um den Zusammenhang nicht zu stören, in **Heft 2** die »**Mehrzylinder-Maschine**« (Verbundmaschine), unter Berücksichtigung der neuesten Versuche. Eine fertig berechnete Verbundmaschine schließt das Heft ab. Um eine Maschine fertig durchführen zu können, bringt **Heft 3** die einfachen Schiebersteuerungen mit durchgerechnetem und durchkonstruiertem Beispiel der Steuerung mit Trickschem Kanalschieber sowie mit einem Beispiel der Steuerung zu der in Heft 1 berechneten Maschine. **Heft 4** behandelt dann »**Das Schwungrad**« mit einer Berechnung des Schwungrades der in Heft 1 berechneten Maschine.

In **Heft 5** ist die »**Doppelschieber-Steuerung**« durchgearbeitet mit dem Beispiel einer in allen Teilen durchgeführten Maschine mit »Doppelschieber-Steuerung«; in **Heft 6** sind die »**Kolbenschieber-Steuerungen**« und in **Heft 7** die »**Steuerungen mit 4 Dampfwegen**« (Hahn- und Ventilsteuerungen) bearbeitet.

**Heft 8** schildert die »**Gleichstrom-Dampfmaschine**«.

**Heft 9** schließt mit dem »**Kondensator**« ab und bringt im Beispiel die Berechnung der Kondensanlage zu der in Heft 2 berechneten Verbundmaschine.

In **Heft 10** ist der »**Flachregler**« in seinen verschiedenen Ausführungen theoretisch und praktisch behandelt und durch ein Beispiel erläutert, während **Heft 11** das »**Indizieren, Planimetrieren und Abbremsen**« einer Maschine zeigt.

Den Abschluß des Werkes bildet in **Heft 12** eine Abhandlung über »**Kraft und Wärmetheorie**«, um einerseits dem Anfänger und Praktiker Gelegenheit zu geben, sich über die allgemeinen Gesetze Kenntnisse zu verschaffen und mit den allgemein üblichen Bezeichnungen vertraut zu machen, anderseits aber auch dem Studierenden einen Aufbau der Gesetze der Wärme und speziell des Dampfes zu zeigen. Verschiedene Beispiele über Wärmebestimmung, Entropie des Dampfes usw. sind dem Hefte als Erklärung beigegeben, so daß es auch für den Physik-Unterricht an höheren Schulen gute Dienste leisten kann.

Für die Bearbeitung wurden benutzt die Werke von v. Bach, Bernoulli, Brand, Dubbel, Hrabák, Leist, Rosenkranz, Schmidt, Stumpf, Vater, Weiß, Zeuner, Taschenbuch des Vereins Hütte und die Berichte des Vereins deutscher Ingenieure sowie die Vorträge von Direktor Bellot, Professor Riedler und Professor Stumpf.

Die Firmen:

A. Borsig, Maschinenfabrik, Berlin-Tegel,
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Armaturenfabrik, Hannover,
Erfurter Maschinenfabrik, F. Beyer & Co., Erfurt,
Främbs & Freudenberg, Schweidnitz,
W. Hoffmann, Maschinenfabrik und Eisengießerei Vietzer Schmelze b. Vietz, Ostbahn,
Maschinenfabrik Augsburg, Nürnberg, A. G., Werk Nürnberg,
Maschinenbau A. G. Balcke, Frankenthal,
Maschinenbau A. G. vorm. Starke & Hoffmann, Hirschberg, Schl.,
Maschinenfabrik Badenia, vorm. Platz Söhne, Weinheim, Baden,
Röhrig & König, Maschinenfabrik, Buckau-Magdeburg,
Sangerhäusener Aktien-Maschinenfabrik und Eisengießerei vorm. Hornung & Rabe,
Schäffer & Budenberg, Armaturenfabrik, Magdeburg-Buckau,
Sundwiger Eisenhütte Maschinenbau A. G., Sundwig, Kreis Iserlohn,
Trenk Maschinenfabrik, Spezialität Regulatoren, Erfurt,
Hartung, Kuhn & Cie., Maschinenfabrik A. G., Düsseldorf,

sowie die Herren: Frickart-Mühlhausen, Dr. R. Proell-Dresden, W. Hoffmann-Vietzer Schmelze, B. Stein-Schöneberg, K. Weiß-Luzern stellten mir in liebenswürdiger Weise Material zur Verfügung, wofür ich an dieser Stelle meinen verbindlichsten Dank ausspreche.

Besonders danke ich aber Herrn Professor Dr. Servus-Charlottenburg und Herrn Dr. R. Proell-Dresden für ihre Mühewaltung und Unterstützung bei der Bearbeitung des Stoffes. —

Ich übergebe das Werk der Öffentlichkeit mit der Bitte, mich auf Fehlendes und Neuerungen aufmerksam machen zu wollen; ich werde gern, soweit wie möglich, allen Anregungen nachzukommen versuchen.

Berlin, im Oktober 1912.

**Carl Kahle.**

# Inhaltsverzeichnis.


Seite

Abkürzungen . . . . . 2
Vorwort . . . . . 3—6

**Die Dampfmaschine.**

Allgemeine Erklärungen.

Die verschiedenen Arten der Dampfmaschine . . . . . 9—10
Einzelteile . . . . . 11—12
Heiß- und Sattdampfmaschine . . . . . 13
Hauptarten der Steuerung . . . . . 13—14
Wechselstrom- und Gleichstrommaschine . . . . . 14
Auspuff- und Kondensmaschine . . . . . 15—18
Liegende und stehende Maschine . . . . . 19—20
Rechts und links umlaufende Maschinen . . . . . 21
Einfach und mehrfach wirkende Expansionsmaschinen . . . . . 22
Ein- und Mehrzylinder-Maschinen . . . . . 22—23

**Die Einzylinder-Wechselstromdampfmaschine.**

Der Weg des Dampfes und die Dampfperioden.

Eintritt und Austritt des Dampfes . . . . . 25—26
Die Dampfperioden, Admission und Expansion . . . . . 26—27
Vorausströmung, Ausströmung, Kompression, Voreinströmung . . . . 27—28

Das Dampfdiagramm.

Die Spannungsverhältnisse des Dampfes . . . . . 28—29
Dampfdiagramm. Einströmkurve, Expansionskurve, Vorausströmkurve . 30—31
Ausströmkurve, Kompressionskurve, Voreinströmkurve . . . . . 31—32

Bestimmung der mittleren indizierten Spannung der Sattdampfmaschine durch das Dampfdiagramm.

Das Mariottesche Gesetz und das Poissonsche Gesetz . . . . . 33
Bedingung für beide Gesetze . . . . . 34
Die gleichseitige Hyperbel als Expansionskurve . . . . . 35
Angaben über die Größe der Dampfperioden . . . . . 35—39
Der schädliche Raum . . . . . 39—41
Konstruktion des Indikator-Diagrammes . . . . . 42—43
Bestimmung des Wertes $p_i$ . . . . . 44—45

Das Dampfdiagramm der Heißdampfmaschine. Seite

Der thermodynamische Wirkungsgrad . . . . . 46—47
Die polytropische Kurve . . . . . 47—48

Konstruktive Rücksichten bei Heißdampfmaschinen.

Steuerung und Metallpackung . . . . . 48—50

Berechnung der Einzylindermaschine.

Indizierte Leistung $N_i$ . . . . . 50—51
Kolbenfläche, Zylinderdurchmesser . . . . . 51—53
Mechanischer Wirkungsgrad . . . . . 53—54
Kolbengeschwindigkeit . . . . . 54
Mittlere indizierte Spannung . . . . . 55
Absolute Eintrittsspannung . . . . . 55
Leistung der Maschine L . . . . . 55—57
Drosselung des Dampfes (Fußnote) . . . . . 56—57
Wirtschaftlich günstigste Füllung . . . . . 58—59
Spannungsabfall . . . . . 60
Dampfgeschwindigkeit . . . . . 61
Hub der Maschine . . . . . 62
Anwendung der Einzylindermaschine . . . . . 62
Kontrolle der Leistung . . . . . 63

**Bestimmung des Dampfverbrauches.**

Rechnerische Bestimmung des Dampfverbrauchs . . . . . 64—66
Bestimmung des Dampfverbrauches mit Tabellen . . . . . 66—67
Dampfverbrauch für Heißdampfmaschinen (Fußnote) . . . . . 67
Anwendungsgebiet der Einzylindermaschine und Größenverhältnisse . . . . . 68—69

**Einzelteile der Einzylinder-Wechselstrommaschine.**

Der Bajonettrahmen . . . . . 70—73
Fundamentanker und Fundamentzeichnung . . . . . 74—76
Rahmen der stehenden Maschine . . . . . 77
Steuerung der stehenden Maschine . . . . . 78—79
Dampfzylinder . . . . . 80—81
Schieberkasten . . . . . 82—85
Stopfbüchse . . . . . 85—86
Dampfzu- und -Ableitungsrohr . . . . . 86

**Beispiel.**

Berechnung einer Einzylinder-Auspuffmaschine . . . . . 87—106

**Anhang.**

Tabellen . . . . . 106—111

# Die Dampfmaschine.

## Allgemeine Erklärungen.

1. Was versteht man unter einer Dampfmaschine, und wie wirkt sie?

Eine Dampfmaschine ist eine Wärmekraftmaschine, durch welche die dem Wasserdampfe innewohnende Spannkraft und Expansivkraft nutzbar gemacht wird, oder allgemeiner eine Maschine, durch welche Wärme in mechanische Arbeit umgesetzt wird.

Diese Arbeit wird zunächst in geradliniger Richtung am hin- und hergehenden Kolben der Maschine innerhalb gewisser Zeit geleistet, die hierdurch erhaltene geradlinige Bewegung dann durch den Kurbelmechanismus in rotierende Bewegung umgesetzt und die Arbeit meistens am Schwungrade abgegeben.

2. In welche Hauptgruppen kann man die Dampfmaschinen einteilen?

Man unterscheidet:

1. Volldruckdampfmaschinen, bei welchen der Dampf fast auf dem ganzen Kolbenwege mit der vollen Eintrittsspannung arbeitet. Die Maschine ist nur bei einer Dampfspannung von 1 : 2 at denkbar und verbraucht sehr viel Dampf, kommt daher heute selten vor, und soll bei den wei-

teren Betrachtungen ausgeschaltet werden.

2. Expansionsdampfmaschinen, bei welchen nur auf einem Teil des Kolbenweges oder hubes frischer Kesseldampf in den Zylinder tritt und den Kolben vor sich hertreibt, während auf dem noch übrigen Kolbenwege das im Zylinder abgeschlossene Dampfquantum infolge selbständiger

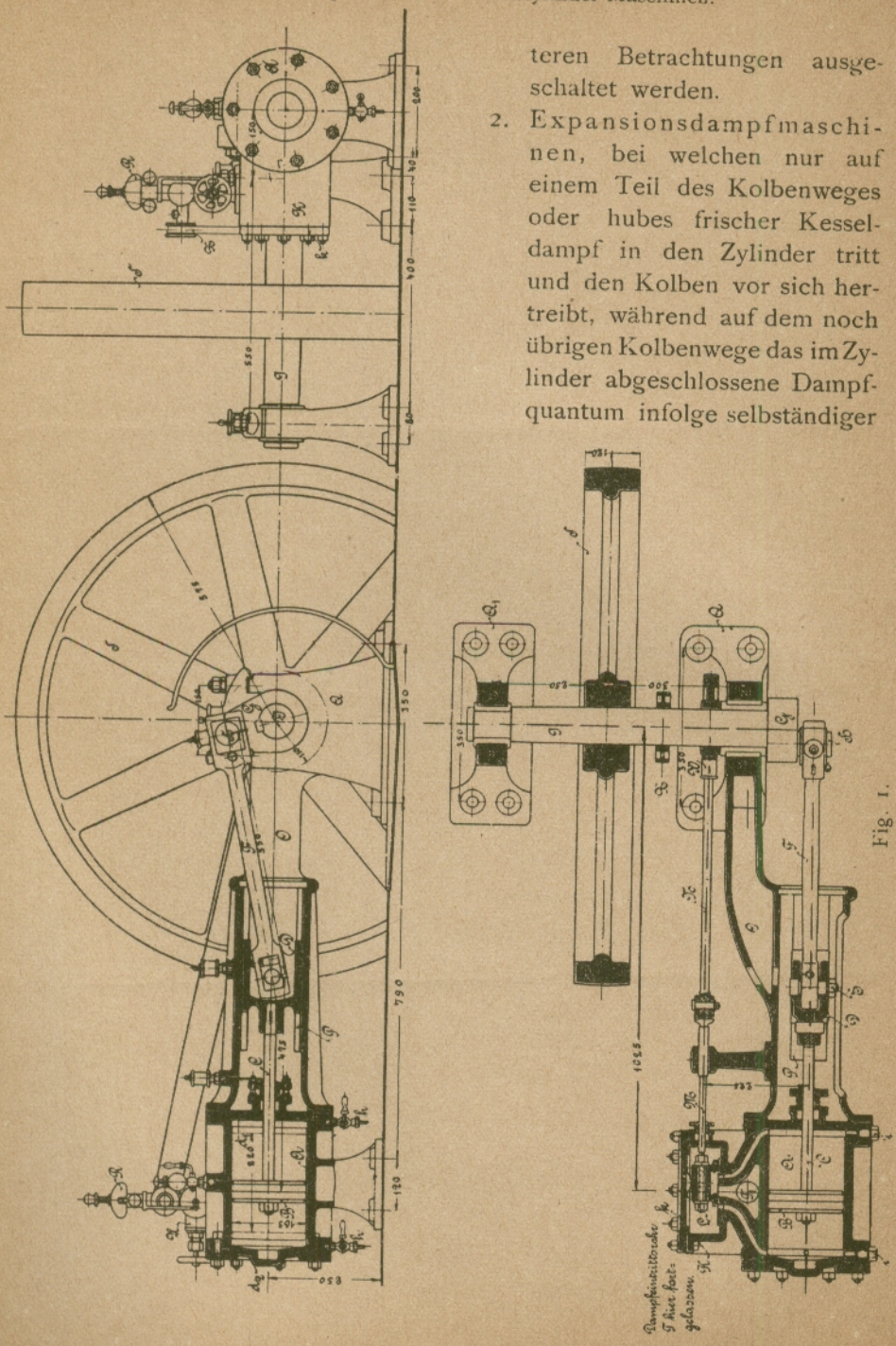


Fig. 1.

Ausdehnung (Expansion) den Kolben, weiter Arbeit verrichtend, vor sich hertreibt, so daß also auch die dem Dampf innewohnende Expansionsfähigkeit zur Arbeit herangezogen wird.

Der Teil des Hubes oder Kolbenweges, auf dem frischer Kesseldampf in den Zylinder tritt, wird die Füllung genannt und man unterscheidet Maschinen mit veränderlicher und unveränderlicher Füllung.

3. Welches sind die Einzelteile der Dampfmaschine?

1. Der Dampfzylinder A mit den beiden Deckeln $d_1$ und $d_2$, dem Schieberkasten K mit dem Deckel k, dem Dampfeintrittsrohr T und Austrittsrohr $T_1$.
2. Der Kurbelmechanismus, bestehend aus dem Kolben B, der Kolbenstange C, dem Kreuzkopfe D mit Zapfen E, der Pleuelstange F, der Kurbel G mit Kurbelzapfen H und der Kurbelwelle I.
3. Der Steuerungsmechanismus, bestehend aus Schieber L, Schieberstange M, Schieberschubstange oder Exzenterstange N und Exzenter W. Der Schieber bildet hier die innere, das Gestänge mit Exzenter die äußere Steuerung.
4. Der Regulator R mit Drosselklappe oder Schieber und dem Antrieb X.

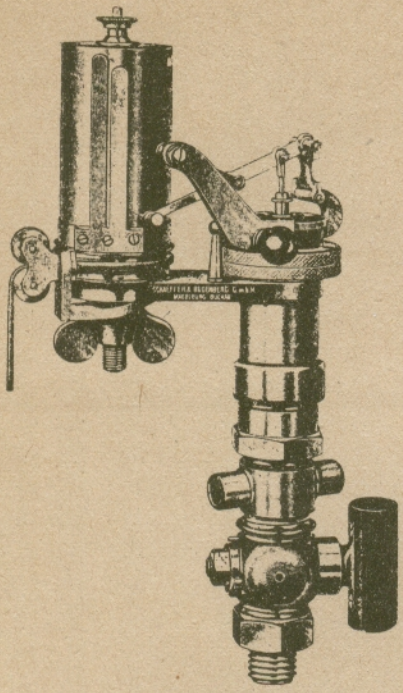


Fig. 2.

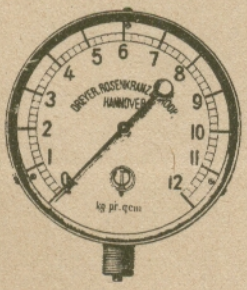



Fig. 3.

5. Das Schwungrad S.
6. Das Gestell (Rahmen), bestehend aus Bajonett O mit Führung P und den Lagern Q und $Q_1$.

Ferner ist jede Maschine mit gut angelegten Schmierapparaten zur Schmierung des Dampfes (Selbstschmierer auf dem Schieberkasten und Doppelküken auf dem Zylinder) sowie mit guter Schmiervorrichtung für die sich bewegenden Teile zu versehen.

Durch Hähne h ist für Entfernung des Kondenswassers aus dem Zylinder zu sorgen, auch ist der Zylinder mit Indikatorstutzen i zu versehen, um Leistung bzw. Dampfverteilung von Zeit zu Zeit durch den Indikator (Fig. 2) kontrollieren zu können (Indikatorstutzen normal mit $^3/_4$" Whitworth-Gewinde). Bei größeren Anlagen empfiehlt es sich in die Rohrleitung kurz vor der Maschine ein Manometer (Fig. 3 bis 5) einzubauen, um die Dampfspannung in Atmosphären oder kg/qcm vor der Einströmung in die Maschine messen zu können. Fig. 4 stellt ein Manometer mit wassersackbildender Röhrenfeder und Stahlspannung, Fig. 5 ein Stahlplattenfeder-Manometer dar.

Bem. Fig. 2 stellt einen Indikator von Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau, dar. Näheres siehe Heft 11. Fig. 3, 4 u. 5 stellen Manometer von Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover, dar.

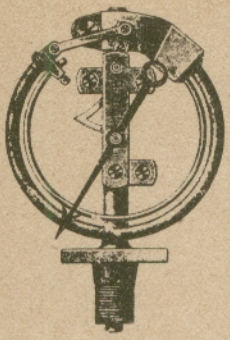


Fig. 4.

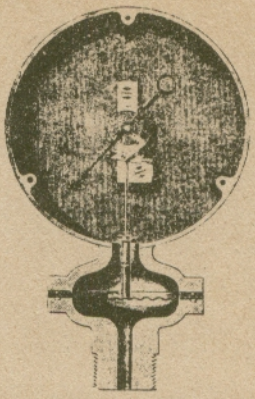


Fig. 5.

4. Welche Unterscheidung macht man bei der Dampfmaschine hinsichtlich des zur Verwendung gelangenden Dampfes?

Man unterscheidet zwischen Dampfmaschinen, die mit gesättigtem Dampfe arbeiten und solchen, die mit überhitztem Dampfe arbeiten, und teilt daher alle Dampfmaschinen ein in Sattdampf- und Heißdampfmaschinen.

5. Wie gelangt der Dampf in die Maschine?

Der Dampf gelangt durch Öffnungen, welche durch den Steuermechanismus teils direkt, teils indirekt, geöffnet und geschlossen werden, in die Maschine, und zwar hinter den Kolben (Fig. 6), so daß er den Kolben vor sich her schiebt.

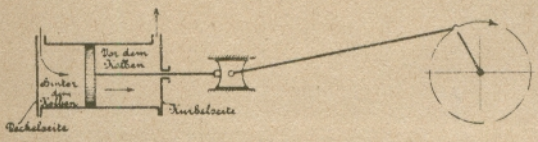



Fig. 6.

6. Welches sind die Hauptarten der Steuerungen?

Die einfache Flachschiebersteuerung Heft 3, die Flachschiebersteuerung mit Expansionsschieber (Doppelschiebersteuerung) Heft 5, die Rundschieber- und Kolbenschie-

7. Was für eine Unterscheidung kann man hinsichtlich der Strömung des Dampfes in der Maschine machen?

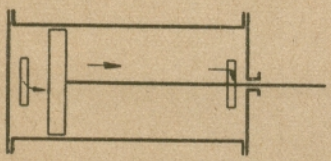


Fig. 7.

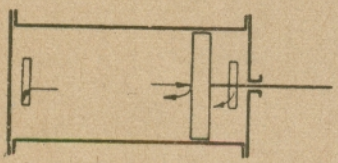


Fig. 8.

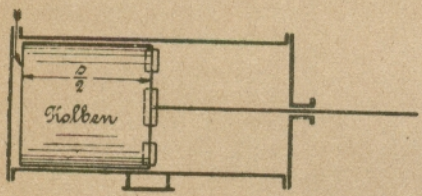



Fig. 9.

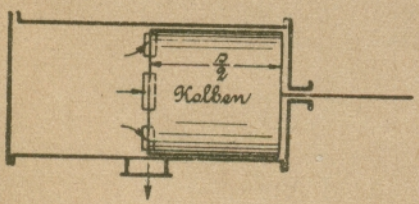



Fig. 10.

bersteuerung, alle mit äußerer und innerer Einströmung Heft 6, ferner die Hahn- und Ventilsteuerung Heft 7.

Man unterscheidet zwischen Wechselstrom - Dampfmaschinen (Heft 1 u. 2) und Gleichstrom-Dampfmaschinen (Heft 9). Bei der Wechselstrom-Dampfmaschine tritt der Dampf zunächst von links in den Zylinder (Fig. 7) und treibt den Kolben nach rechts in die äußerste Totlage. Dann tritt von rechts Dampf hinter den Kolben und treibt diesen wieder nach links. Der Dampf, der bisher von links kommend getrieben hatte, wird daher jetzt gezwungen, seine Richtung zu wechseln (Fig. 8) und rückwärts dort auszutreten, wo er anfangs eintrat. Dasselbe Spiel wiederholt sich dann bei dem von rechts eingetretenen Dampf, auch dieser wird, nachdem er den Kolben in die äußerste linke Totlage getrieben hat, durch den Rückgang des Kolbens gezwungen, seine Richtung zu wechseln und dort auszutreten, wo er eintrat. Infolge dieses Wechselns der Dampfströmung nennt man diese Maschine Wechselstrom-Dampfmaschine. Bei der Gleichstrom-Dampfmaschine, die erst ganz neuen Datums ist und von Prof. Stumpf durchgeführt wurde, behält der Dampf, so lange er in dem Zylinder ist, die gleiche

Strömung, er treibt den Kolben von links kommend nach rechts (Fig. 9) und tritt, da der Kolben die Hälfte des Zylinders ausfüllt, durch Schlitze in der Mitte des Zylinders aus (Fig. 10).

8. Was ist über den Austritt des Dampfes aus dem Zylinder zu sagen?

Der Dampf kann entweder in die freie Luft entlassen werden, man nennt die Maschine dann eine Auspuffmaschine (Fig. 11), oder der austretende Dampf wird in einen Behälter, den Kondensator (vgl. Heft 8), geleitet, in welchem er direkt oder indirekt durch kaltes Wasser niedergeschlagen, d. h. kondensiert wird, die Maschine heißt dann Kondensmaschine (Fig. 12). Beide Figuren stellen Maschinen der Maschinenfabrik W. Hoffmann, Vietzer Schmelze a. Ostbahn, dar.

9. Worin liegt der Unterschied zwischen beiden Maschinen?

Bei der Auspuffmaschine tritt dem austretenden Dampfe die atmosphärische Luft entgegen, also beträgt der sogenannte Gegendruck, entsprechend dem Druck der atmosphärischen Luft mindestens 1 Atmosphäre, d. h. annähernd 1 kg/qcm, während bei der Kondensmaschine durch das Niederschlagen des Dampfes im Kondensator ein annäherndes Vakuum, d. h. eine annähernde Luftleere, entsteht und der Gegendruck dementsprechend niedriger ist, so daß also die Expansion weiter durchgeführt werden kann.

Bem. Der Indikator und besonders das Manometer geben nicht die absolute Spannung des Dampfes, sondern den Überdruck über die atmosphärische Linie an. Bei einem Barometerstande von 743,5 mm entspricht 1 mm = 0,00136 kg pro qcm, der mittlere Atmosphärendruck ist dann 1,01 kg pro qcm, wofür man rund 1 kg/qcm setzen darf.

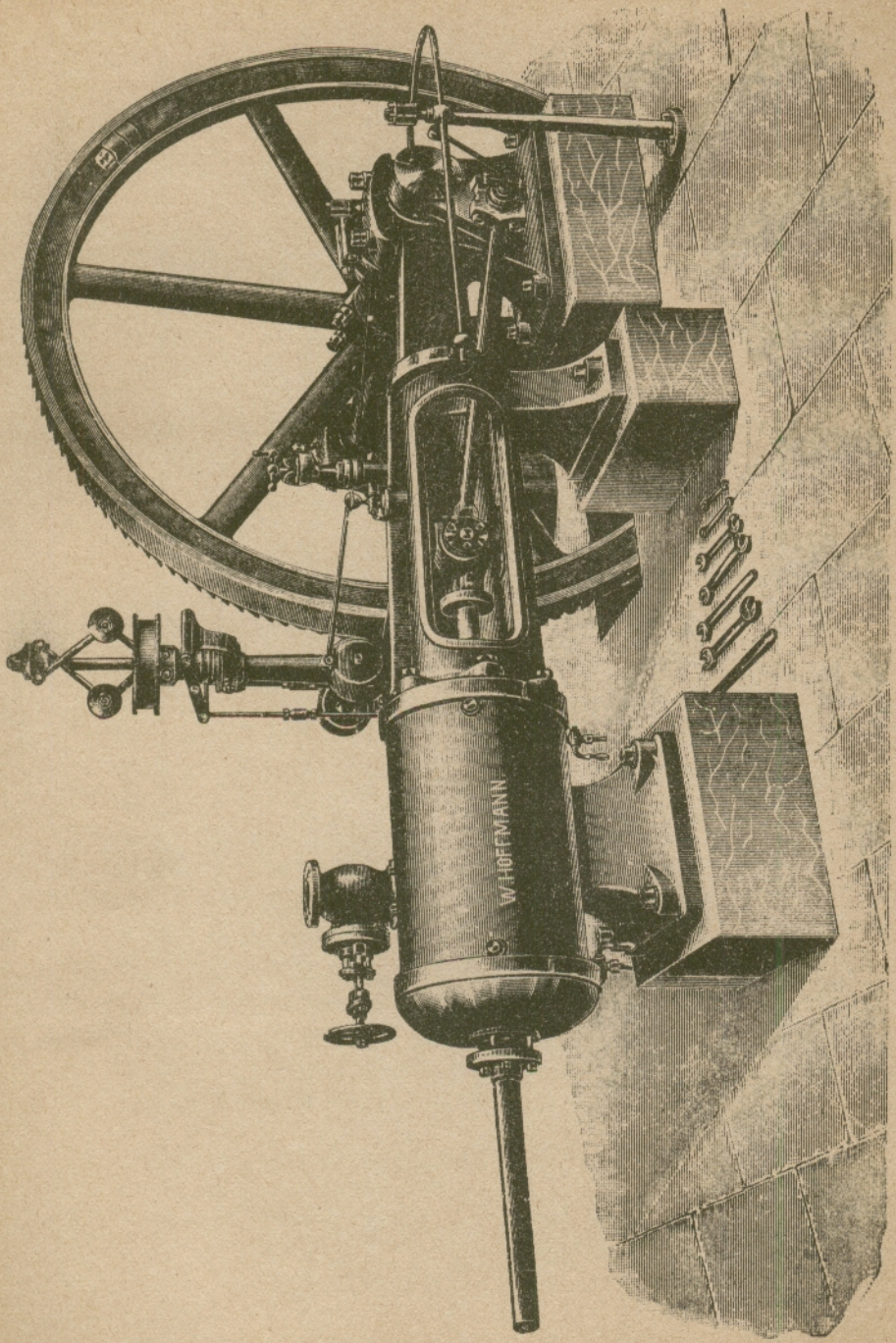



Fig. 11.

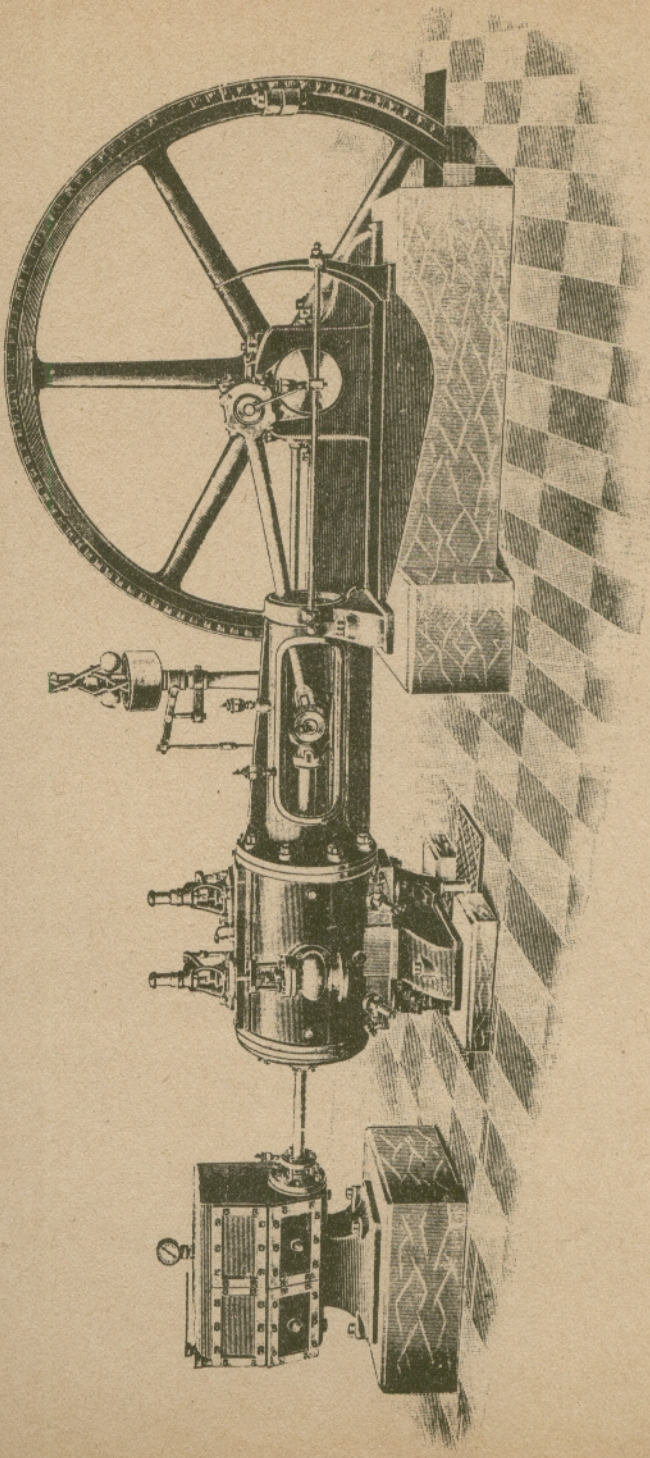


Fig. 12.

Einzylinder-Maschine der Maschinenfabrik und Eisengießerei von W. Hoffmann, Vietzer Schmelze b. Vietz, Ostbahn.

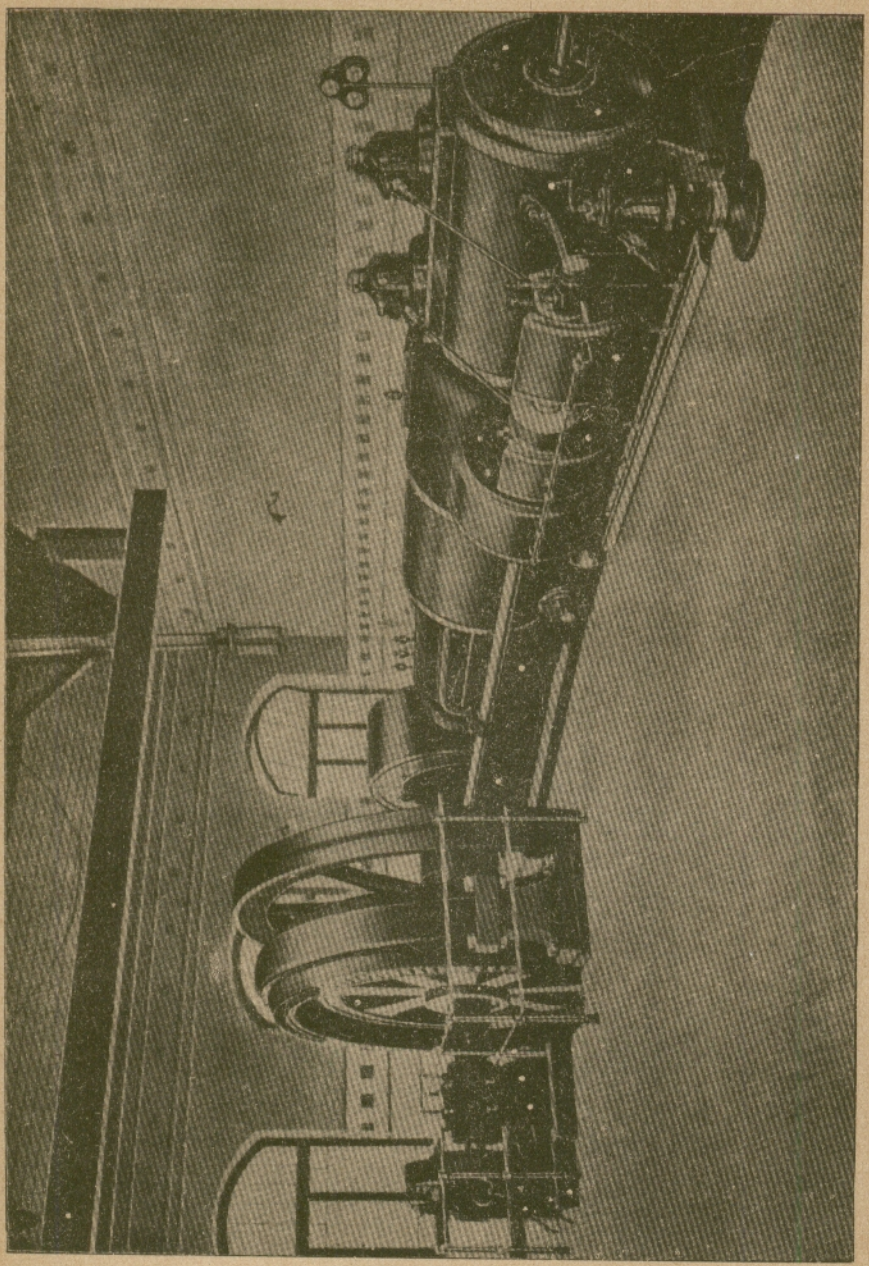


Fig. 13.

Einkurbelige Verbund-Dampfmaschine mit Stirnkurbel. Hochdruckzylinder mit vollkommen zwangläufiger Ventil-»Doerfel«-Steuerung. Niederdruckzylinder mit zwangläufiger Rundschieber-Steuerung System »Corliß«

10. Welche Unterscheidung kann man hinsichtlich der Anordnung des Zylinders machen?

Man unterscheidet in der Hauptsache zwischen liegenden Maschinen (Fig. 11 bis 13), bei

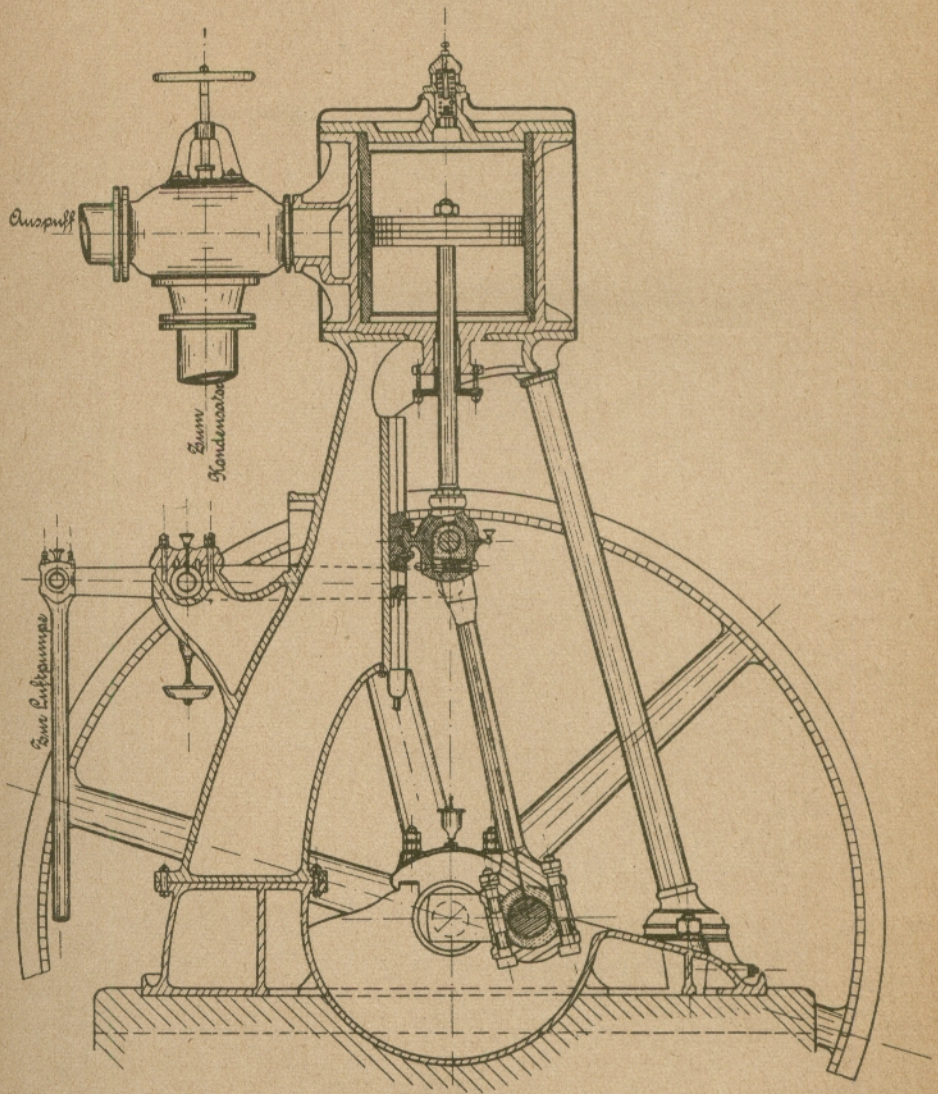



Fig. 14.

Stehende Einzylinder-Maschine von W. Hoffmann, Vietzer Schmelze b. Vietz, Ostbahn.

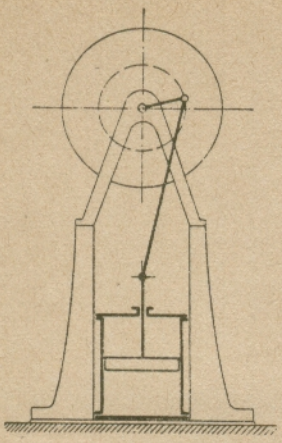


Fig. 15.

denen die Zylinder horizontal liegend angeordnet sind, und stehenden Maschinen, bei denen die Zylinder senkrecht stehen (Fig. 14 u. 15). Bei den stehenden Maschinen kann man außerdem noch Maschinen mit oben liegender Kurbelwelle (Fig. 15) und mit unten liegender Kurbelwelle (Fig. 14) unterscheiden. Seltener findet man auch Wand-Dampfmaschinen (Fig. 16).

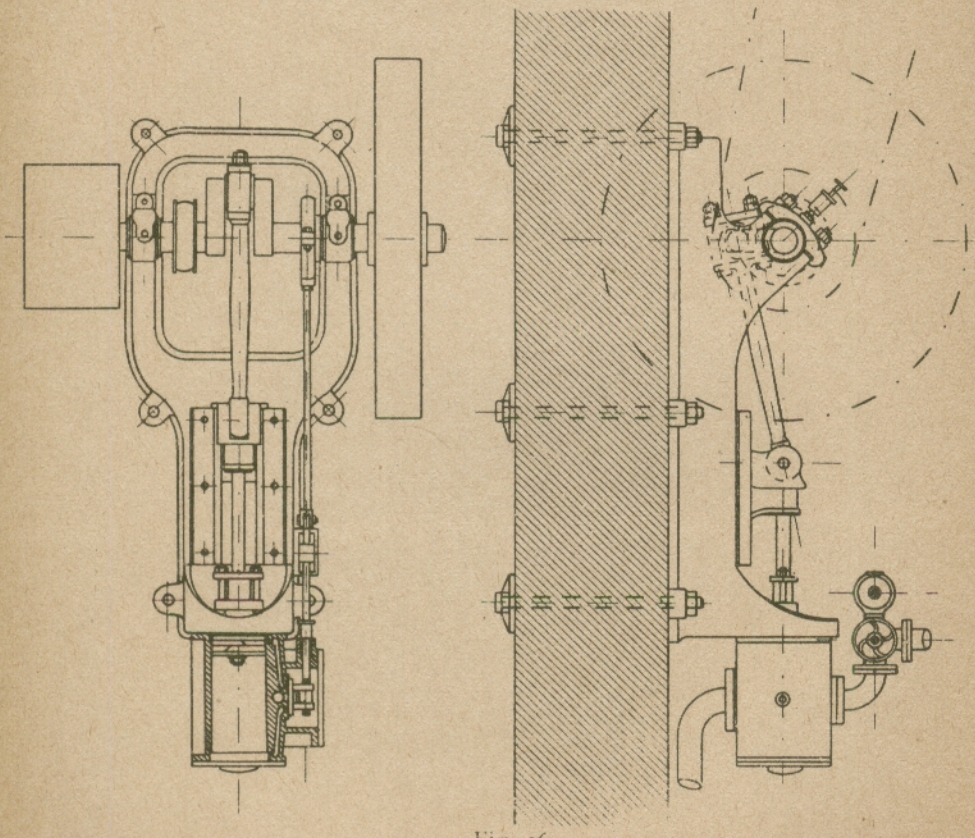


Fig. 16.

11. Was ist hinsichtlich der Drehrichtung der Kurbelwelle zu beachten?

Man unterscheidet rechtsumlaufende Maschinen (Fig. 17) und linksumlaufende Maschinen (Fig. 18).

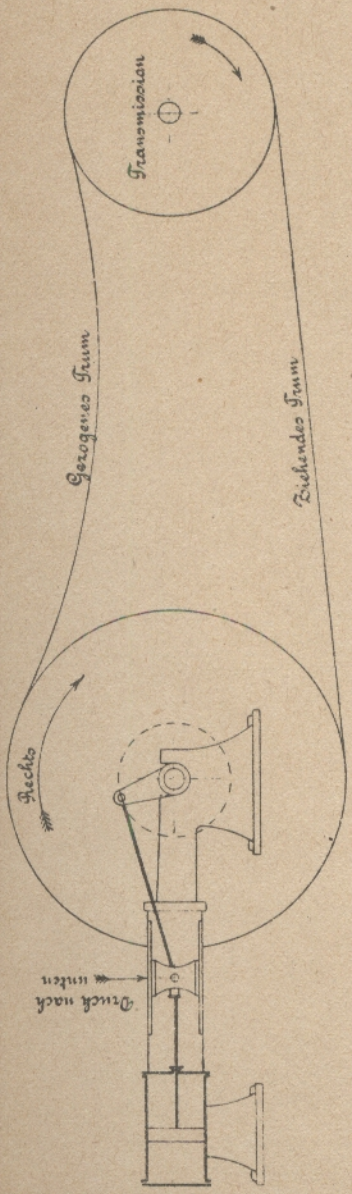



Fig. 17.

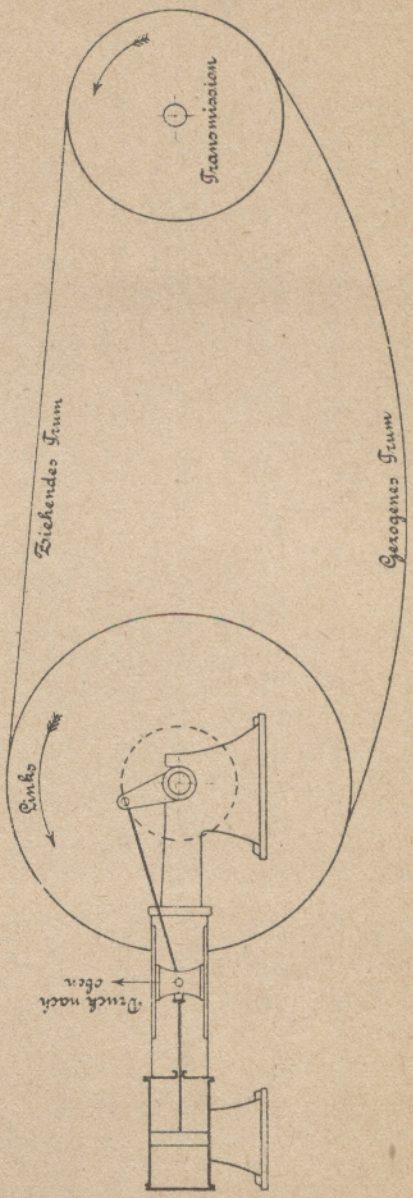



Fig. 18.

Die rechtsumlaufenden Maschinen sind vorzuziehen, da hier der Kreuzkopfdruck nach unten gerichtet, also die Schmierung leichter ist.

12. Gibt es noch einen Unterschied hinsichtlich der Wirkungsweise der Dampfmaschine?

Ja, man unterscheidet hinsichtlich der Wirkungsweise einfache, zwei- und mehrfache Expansionsmaschinen.

13. Wodurch unterscheiden sich diese Maschinen?

Bei der einfachen Expansionsmaschine kommt die Expansivkraft des Dampfes nur einmal zur Wirkung (Fig. 19), bei der zwei- oder dreifachen Expansionsmaschine hingegen kommt die Expansivkraft erst in einem, dann noch einmal in einem zweiten Zylinder und eventuell noch weiter einmal in einem dritten und vierten Zylinder zur Wirkung.

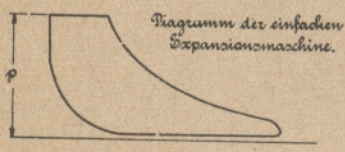



Fig. 19.

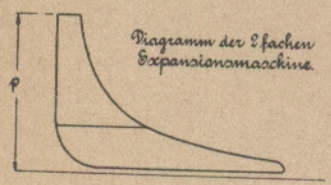



Fig. 20.

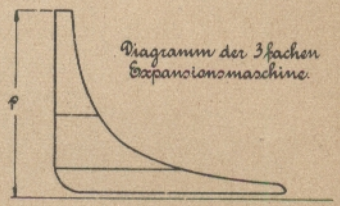



Fig. 21.

Bem. Näheres über Diagramme siehe Frage 32 u. f., sowie Frage 77, Heft 1 und Heft 11 »Indikator«.

14. Welche Unterscheidung macht man hinsichtlich der Anzahl der Zylinder?

Man unterscheidet zwischen Ein-, Zwei- und Mehrzylinder-Maschinen.

15. Gibt es bei den Zwei- und Mehrzylinder-Maschinen noch wieder verschiedene Wirkungsweisen?

Ja, der Dampf kann gleichmäßig in allen Zylindern mit derselben Spannung wirken, wobei die Zylinder alle gleich groß sind,

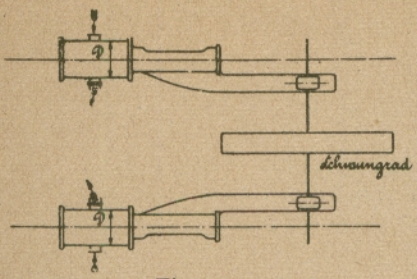



Fig. 22.

so daß man zwei oder mehr einfache Expansionsmaschinen hat, oder aber der Dampf wirkt zuerst in einem Zylinder, darauf in dem zweiten und so fort und die Zylinder sind hier verschieden groß, so daß man zwei- oder mehrfache Expansionsmaschinen hat.

16. Hat man noch besondere Bezeichnungen für diese Maschinen?

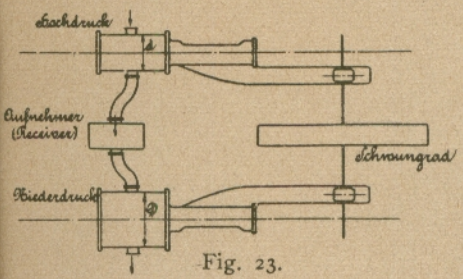



Fig. 23.

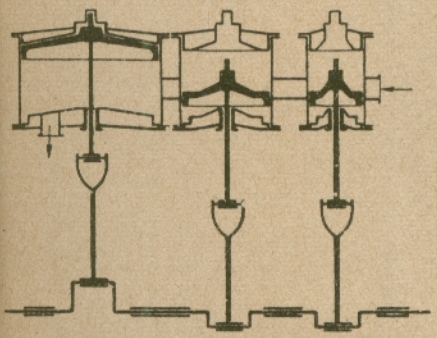


Fig. 24.

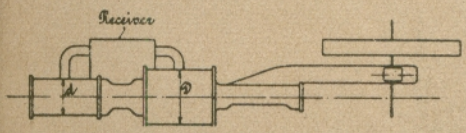



Fig. 25.

Ja, Mehrzylinder-Maschinen mit gleicher Dampfspannung in allen Zylindern heißen bei zwei Zylindern Zwillings- und bei drei Zylindern Drillingsmaschinen (Fig. 22); Maschinen, bei denen die Zylinder derart verbunden sind, daß der Dampf mit der vollen Spannung im ersten sogenannten Hochdruckzylinder wirkt, dann mit entsprechend niederer Spannung im zweiten (Mitteldruck) und endlich wieder mit niedrigerer Spannung im letzten (Niederdruck) Zylinder weiter arbeitet, werden Verbundmaschinen, auch Kompoundmaschinen genannt (Fig. 24). Im allgemeinen baut man heute nur Kompoundmaschinen mit zwei Zylindern, dem Hoch- und Niederdruckzylinder. Liegen die Zylinder einer Kompoundmaschine hinter einander, so nennt man die Maschine eine Tandemmaschine (Fig. 25). Bei den Verbundmaschinen befindet sich zwischen den Zylindern ein Receiver oder Dampfaufnehmer (Fig. 23 u. 25). Fällt dieser Receiver fort, so nennt man die Maschine Woolfsche Maschine.

# I. Die Einzylinder-Wechselstrom-Dampfmaschine.

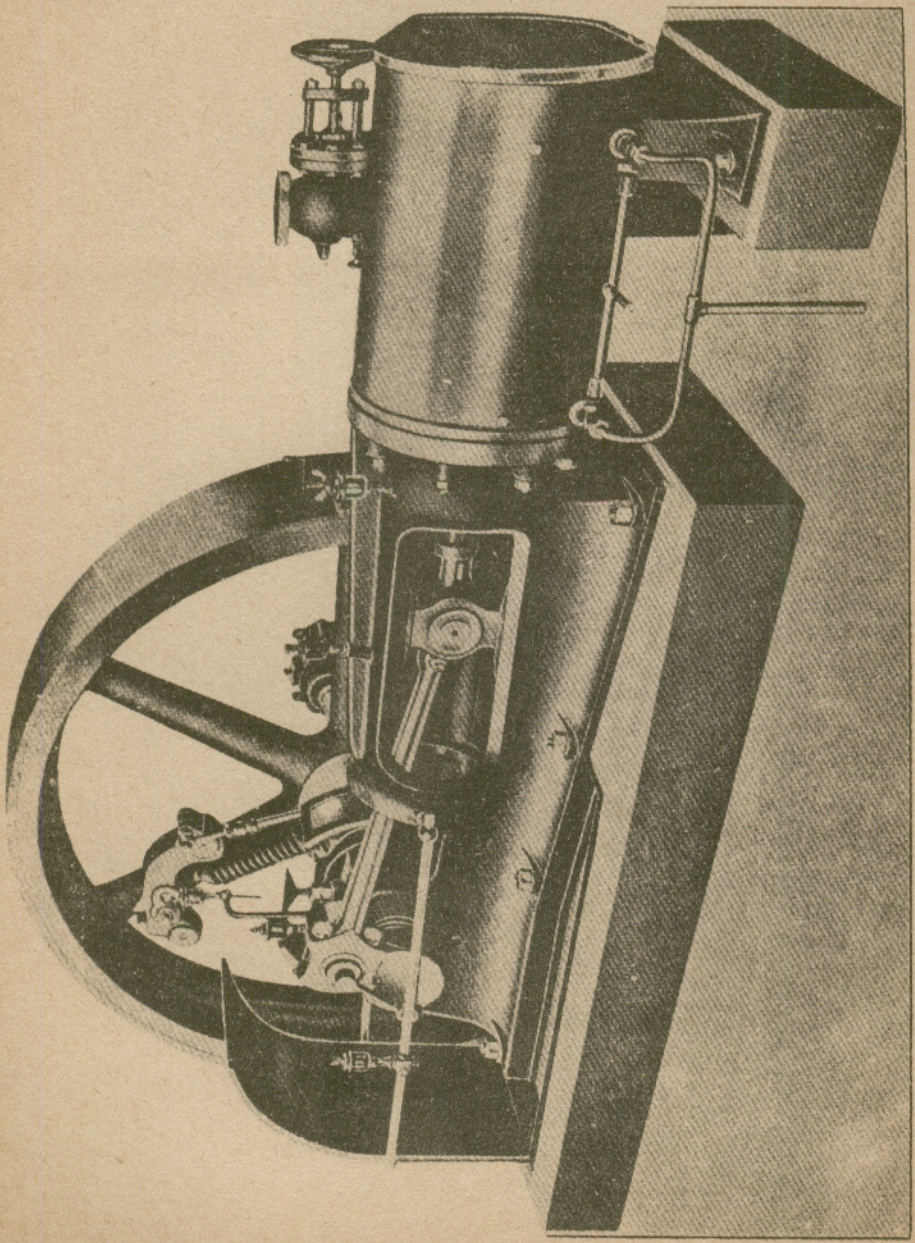


Fig. 26. Einzylinder-Wechselstrom-Dampfmaschine der Sundwiger Eisenhütte.

## Der Weg des Dampfes und die Dampfperioden.

17. Wie gelangt der Dampf bei der Wechselstrom-Dampfmaschine mit Schiebersteuerung in die Maschine?

Der Dampf gelangt vom Kessel durch die Rohrleitung in den Schieberkasten, welcher mit drei schlitzartigen Öffnungen versehen ist, von denen die beiden seitlichen a und b (Fig. 27a) abwechselnd zur Einströmung und Ausströmung des Dampfes in den Zylinder bzw. aus dem Zylinder dienen, während der mittlere Kanal c lediglich für den Dampfaustritt bestimmt ist.

18. Welchen Weg nimmt der Dampf in der Maschine?

Der Dampf gelangt aus dem Schieberkasten einmal durch den linken Kanal a hinter den Kolben (Fig. 27a), man sagt, der Dampf strömt ein, und treibt den Kolben, Arbeit verrichtend, vor sich her. Der vor dem Kolben vom vorigen Hub befindliche Dampf wird dann durch den Kanal b aus dem Zylinder herausgedrückt und gelangt durch den mittleren Kanal c und das Dampfrohr $T_1$ ins Freie oder in den Kondensator. Hierbei ist zu beachten, daß nur auf einem gewissen Stück $s_1$ des Kolbenweges oder Hubes s frischer Kesseldampf in den Zylinder gelangt, also der Eintrittskanal nach Zurücklegung des Stückes $s_1$ geschlossen werden muß. Auf dem letzten Stück des Kolbenweges

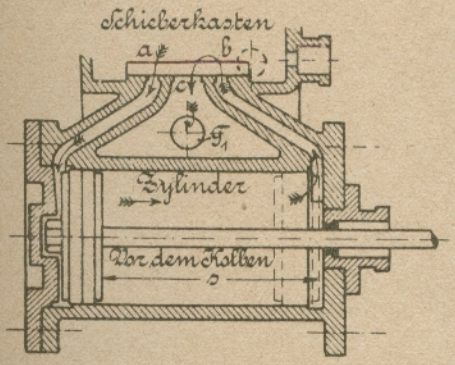



Fig. 27a.

Bem. Da Zwillings- und Drillingsmaschinen selten vorkommen, mögen sie von der Betrachtung ausgeschaltet werden, ebenso die Dreizylinder-Verbundmaschine, da man ortsfeste Maschinen heute nur als Zweizylindermaschinen zu bauen pflegt.

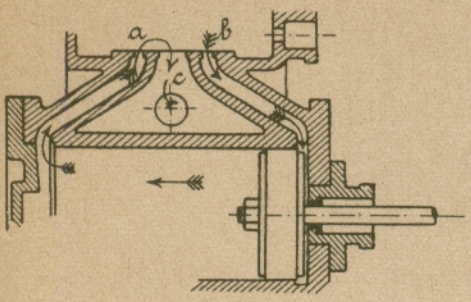



Fig. 27b.

19. Wie nennt man die Periode, auf der frischer Dampf in den Zylinder strömt?

20. Was versteht man unter dem Füllungsgrad?

21. Wie ist dies zu verstehen?

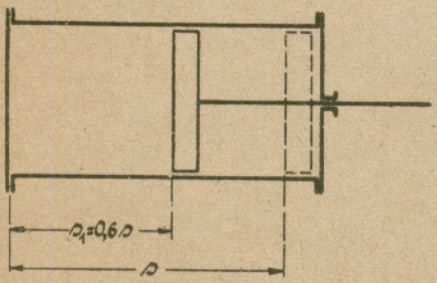



Fig. 28.

22. Welche Periode schließt sich an die Admission an?

nach Schluß des Eintrittskanals a ist dann die Expansivkraft des Dampfes lediglich wirksam. Ist der Kolben dann in der rechten Totlage (Fig. 27b), so ist der Kanal b für den Dampfeintritt von rechts geöffnet, und der Dampf inmmt nun den entgegengesetzten Weg, tritt also rechts hinter den Kolben und treibt den vor dem Kolben befindlichen Dampf links durch Kanal a und c ins Freie oder in den Kondensator.

Die Einströmungs- oder Admissionsperiode, bzw. die Füllung der Maschine.

Unter dem Füllungsgrad der Maschine versteht man das Verhältnis des Kolbenweges $s_1$ während der Einströmung zum ganzen Hub s, also ist der Füllungsgrad $= \frac{s_1}{s}$.

Ist der Füllungsgrad beispielsweise $\frac{s_1}{s} = 0{,}6$, so heißt das, die Maschine bekommt auf dem Wege $s_1 = 0{,}6 \cdot s$ frischen Dampf (Fig. 28).

Die Expansionsperiode, während welcher der Dampf weiter Arbeit verrichtend sich ausdehnt, also das Volumen hinter dem

Kolben sich vergrößert, indem der Kolben infolge der Expansivkraft des Dampfes weiter vorgeschoben wird, ohne daß frischer Dampf zutritt.

23. Worauf ist anschließend an die Expansionsperiode zu achten.

Daß kurz vor Schluß des Hubes, d. h. kurz vor der Totlage, der Dampf, welcher bisher expandierend Arbeit verrichtete, aus der Maschine ausströmen kann, damit der von der andern Seite schon kurz vor der Totlage einströmende frische Dampf nicht zu viel Gegenarbeit zu überwinden hat.

24. Wie nennt man diese Periode, auf der, kurz vor der Totlage, schon Dampf ausströmt?

Die Vorausströmungsperiode, und zwar wird dieselbe meistens in Prozenten des Kolbenweges angegeben $\frac{s_2}{s}$.

25. Was ist hinsichtlich der Strömung des Dampfes demnach zu sagen?

Der Dampf muß kurz vor der Totlage seine Strömungsrichtung wechseln. Während er bisher also hinter dem Kolben denselben trieb, wird er, von Beginn der Vorausströmung an, vor dem Kolben von letzterem getrieben.

26. Welche Periode schließt sich an die Vorausströmung an?

Die Ausströmungsperiode, welche in der Totlage beginnt und, da etwas hinter der Mittelstellung des Kolbens der Austrittskanal mehr und mehr geschlossen wird, bald hinter der Mittelstellung, wenn der Austrittskanal geschlossen ist, endet.

27. Was geschieht nun mit dem Dampf, der nach Schluß des Austrittskanals noch vor dem Kolben sich befindet?

Der Dampf wird dann durch den weiter vortreibenden Kolben mehr und mehr komprimiert, d. h. zusammengedrückt, da das Vo-

lumen kleiner und kleiner wird, die Spannung steigt demnach mehr und mehr und der Dampf kann unter Umständen sogar eine höhere Spannung erhalten als der frische Kesseldampf, was jedoch im allgemeinen zu vermeiden ist.

28. Wie nennt man die Periode?

Die Kompressionsperiode.

29. Worauf ist nun kurz vor der Totlage, also im Anschluß an die Kompressionsperiode, zu achten?

Es ist zu beachten, daß die Kompression nicht ganz bis zur Totlage reicht, sondern kurz vor derselben frischer Kesseldampf für den neuen Hub einströmt.

30. Wie nennt man diese letzte Dampfperiode?

Die Voreinströmungsperiode, welche auch meistens in Prozenten des Kolbenhubes festgelegt wird, $\frac{s_4}{s}$.

31. Wodurch wird das rechtzeitige Öffnen und Schließen der Kanäle hier bewirkt?

Durch den Schieber (Fig. 29), welcher, von der Schieberstange geführt, durch die Exzenterstange und das Exzenter angetrieben wird. Das Exzenter ist auf der Kurbelwelle befestigt und muß eine ganz bestimmte Lage zur Kurbel haben.

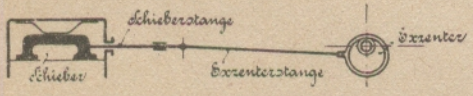



Fig. 29.

## Das Dampfdiagramm.

32. Wie kann man sich ein klares Bild von den Spannungsverhältnissen des Dampfes im Zylinder, d. h. von den einzelnen Perioden des Dampfes im Dampfzylinder einer Wechselstrom-Dampfmaschine machen?

Um ein Bild von den Spannungsverhältnissen des Dampfes im Zylinder zu erhalten, kann man sich die Kolbenwege auf einer Horizontalen und die diesen entsprechenden Spannungen auf einer Vertikalen abtragen (Fig. 30). Trägt man demnach, z. B. entsprechend der Bewegung des Kolbens von links nach rechts,

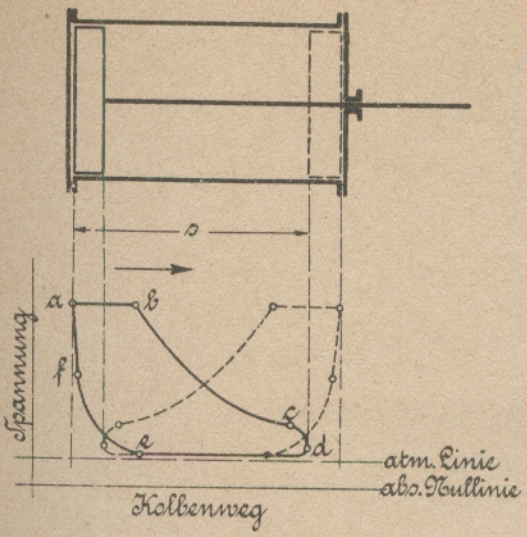



Fig. 30.

die links hinter dem Kolben herrschenden Dampfspannungen als senkrechte Linien, entweder in absoluter Spannung von der absoluten Nullinie aus, oder in Überdruckspannung von der atmosphärischen Linie aus, ab und verbindet die so erhaltenen Punkte durch einen Linienzug, so erhält man hierdurch ein Bild der Spannungsänderungen im Innern des Zylinders bei Bewegung des Kolbens auf dessen linker Seite. Der punktierte Linienzug stellt in entsprechender Weise die Spannungsverhältnisse im Innern des Zylinders dar bei Bewegung des Kolbens auf dessen rechter Seite.

33. Wie nennt man eine solche Figur?

Eine solche Figur, welche die Spannungsverhältnisse des Dampfes im Dampfzylinder erkennen läßt, heißt Dampfdiagramm. Da diese Figur bei einer fertigen Maschine mittels eines Indikators (Fig. 2) abgenommen wird, nennt man sie auch Indikatordiagramm. Konstruktion siehe Frage 77. (Vgl. auch Heft 11, Indikator.)

34. Was zeigen die Figuren 31 und 32?

Sie geben die von der Linie o—o aus vertikal gemessenen absoluten Spannungen des Dampfes für jede beliebige Kolbenstellung

wieder, und zwar Fig. 31 für eine Auspuff- und 32 für eine Kondensmaschine.

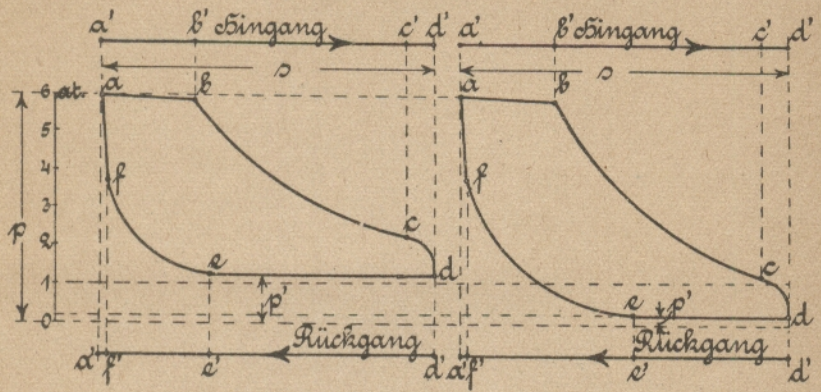



Fig. 31.




Fig. 32.

35. Was stellt die Kurve a b dar?

a b ist die Einströmkurve. Wenn der Kolben in der Totlage, in a' steht, herrscht, von der Nullinie aus gemessen, die absolute Spannung p hinter dem Kolben. Diese nimmt infolge der Reibung usw. des Dampfes in den Kanälen auf dem Kolbenwege a'b' ein wenig ab, so daß die Linie a b etwas nach unten abfällt.*)

36. Was stellt die Kurve b c dar?

b c ist die Expansionskurve. Wenn der Kolben in b' steht, wird die Einströmung des Dampfes geschlossen, so daß die Spannung von b bis c mehr und mehr abnimmt, je größer der Raum wird, den der Dampf dadurch, daß er den Kolben infolge seiner Expansivkraft vorwärts schiebt, ausfüllt.

*) Näheres über den Abfall der Kurve a b siehe Heft 3, Flachschieber.

37. Weshalb fällt im Punkte c die Kurve plötzlich ab, und wie heißt das Stück c d?

Die Kurve fällt in c plötzlich ab, weil in der Kolbenstellung c' der Schieber den Austrittskanal des Dampfes öffnet, so daß der Dampf, der bisher den Kolben trieb, nicht mehr eingeschlossen ist, sondern sich frei ausdehnen kann, wodurch die Spannung plötzlich abnimmt. Da dieser Austritt vor der Totlage des Kolbens erfolgt, heißt die Kurve c d die Vorausströmungskurve.

38. Was ist über den Punkt d der Kurve zu sagen?

Im Punkt d kehrt die Kurve um, entsprechend dem Weg des Kolbens, welcher ebenfalls in d' seinen Rückgang beginnt. Die Spannung hat nun ihren niedrigsten Wert, entsprechend der absoluten Ausströmspannung p'. Diese ist bei Auspuffmaschinen etwas höher als der Druck der atmosphärischen Luft, etwa 1,13 Atmosphären; bei Kondensmaschinen ist sie niedriger als 1 Atmosphäre, etwa 0,21 Atmosphären.

39. Wie nennt man die Kurve d e?

Die Kurve d e heißt Ausströmkurve oder Emissionskurve, weil hier entsprechend dem Kolbenwege d' e' der Ausströmungskanal durch den Schieber geöffnet ist, also der Dampf vor dem Kolben ungehindert ausströmen kann. Die Spannungslinie stellt sich deshalb auch annähernd als Horizontale dar.

40. Was geschieht im Punkte e, und weshalb steigt die Kurve jetzt an?

Im Punkte e wird der Ausströmkanal, entsprechend der Kolbenstellung e', geschlossen, so

daß der noch im Zylinder vor dem Kolben befindliche Dampf nun mehr und mehr zusammengedrückt, d. h. komprimiert wird, wodurch die Spannung vor dem Kolben zunimmt, also die Kurve steigt.

41. Wie nennt man das Stück e f der Kurve?

Das Stück e f heißt Kompressionskurve.

42. Woher steigt die Kurve auf der Strecke f a plötzlich an und wie heißt dies Stück der Kurve?

In der Kolbenstellung f', also kurz vor der linken Totlage der Maschine, wird der Eintrittskanal des Dampfes vom Schieber bereits freigegeben, so daß frischer Dampf in die Maschine strömt, wodurch die Spannung plötzlich wächst, bis zur Höhe der Eintrittsspannung p. Die Kurve f a heißt daher die Voreinströmungskurve.

43. Wozu gebraucht man demnach das Dampf- oder Indikator-Diagramm?

Bei fertigen Maschinen dient das Diagramm meistens zur Kontrolle der richtigen Dampfverteilung,*) bei neu zu konstruierenden Maschinen zur zeichnerischen Bestimmung des mittleren indizierten Dampfdruckes $p_i$. (Vgl. Frage 78.)

44. Was versteht man unter dem mittleren indizierten Dampfdruck $p_i$?

Der Dampf hat während der verschiedenen Dampfperioden verschieden hohe Spannungen und es stellt $p_i$ nun diejenige indizierte Spannung dar, welche im Mittel bei überall gleicher Spannung vorhanden sein würde.

*) Fehlerhafte Dampfverteilung siehe Heft 11, Indikator.

## Bestimmung der mittleren indizierten Spannung der Sattdampfmaschine durch das Dampfdiagramm.

45. Kann man das Dampfdiagramm zur Bestimmung des mittleren Dampfdruckes auch konstruktiv darstellen?

Ja, man muß dann die Expansions- und Kompressionskurven den Wärmegesetzen entsprechend konstruieren. (Vgl. Heft 12, Wärmetheorie.)

46. Welche Gesetze kommen hier annähernd in Frage?

Das Mariottesche und das Poissonsche Gesetz, welche jedoch korrekt nur für Gase gelten.

47. Wie heißt das Mariottesche Gesetz, und was setzt es voraus?

Das Mariottesche Gesetz heißt: Es verhalten sich die Spannungen der Gase umgekehrt wie die Volumina. Ist v das Anfangsvolumen mit der Spannung p und $v_1$ das Endvolumen mit der Spannung $p_1$, so verhält sich $\frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p}$ oder es ist

$$v \cdot p = p_1 v_1 = \text{konstant},$$

vorausgesetzt, daß die Temperatur ständig dieselbe bleibt.

48. Wie heißt das Poissonsche Gesetz?

Vorausgesetzt, daß weder Wärmezufuhr noch Abfuhr stattfindet, trotzdem aber ständige Temperaturerniedrigung, so verhalten sich die potenzierten Volumina $\left(\frac{v}{v_1}\right)^x$ umgekehrt wie die Spannungen, d. h.: $\left(\frac{v}{v_1}\right)^x = \frac{p_1}{p}$.

49. Inwiefern stimmt das Mariottegesetz nun, abgesehen davon, daß Dampf kein Gas ist, nicht korrekt für die Dampfmaschine?

Das Mariottesche Gesetz setzt voraus, daß bei der Expansion des Gases keine Temperaturerniedrigung stattfindet. Es muß also während der Expansion, mit welcher Abkühlung des Dam-

pfes verbunden ist, von außen Wärme zugeführt werden. Es wird nun aber bei der Dampfmaschine keine frische Wärme zugeführt, sondern die Zylinderwandungen nehmen eine mittlere Temperatur an, die niedriger ist als die Admissionstemperatur und höher als die Emissionstemperatur.

50. Inwiefern stimmt das Poissonsche Gesetz nicht genau?

Das Poissonsche Gesetz nimmt bei der Expansion ständige Temperaturerniedrigung an. Auch dies Gesetz stimmt nicht bei der Dampfmaschine, weil am Ende der Expansion dem wenig gespannten Dampfe, der eine entsprechend niedrige Temperatur hat, durch die mittlere Temperatur der Zylinderwandungen frische Wärme zugeführt wird.

51. Kann man den Bedingungen, welche diese Gesetze verlangen, irgendwie näher kommen?

Ja, wenigstens dem Mariotteschen Gesetz kann man näher kommen, wenn man den Dampfzylinder mit einem Dampfmantel (Fig. 33) umgibt und den Zwischenraum mit frischem Kesseldampf speist, so daß die Temperatur der Zylinderwandungen höher ist, als die Temperatur des expandierenden Dampfes.

52. Welche Kurven benutzt man nun für die Konstruktion der Expansionskurve?

Für Sattdampf verwendet man die gleichseitige Hyperbel, entsprechend $p \cdot v = \text{konst.}$ (Fig. 34).

53. Wie konstruiert man die gleichseitige Hyperbel für das Dampfdiagramm einer Sattdampfmaschine?

Man legt die Anfangsspannung p und das Anfangsvolumen v fest, in Fig. 34 durch Rechteck a B A c, dann nimmt man $v_1$ an, entsprechend a $b_1$, errichtet im End-

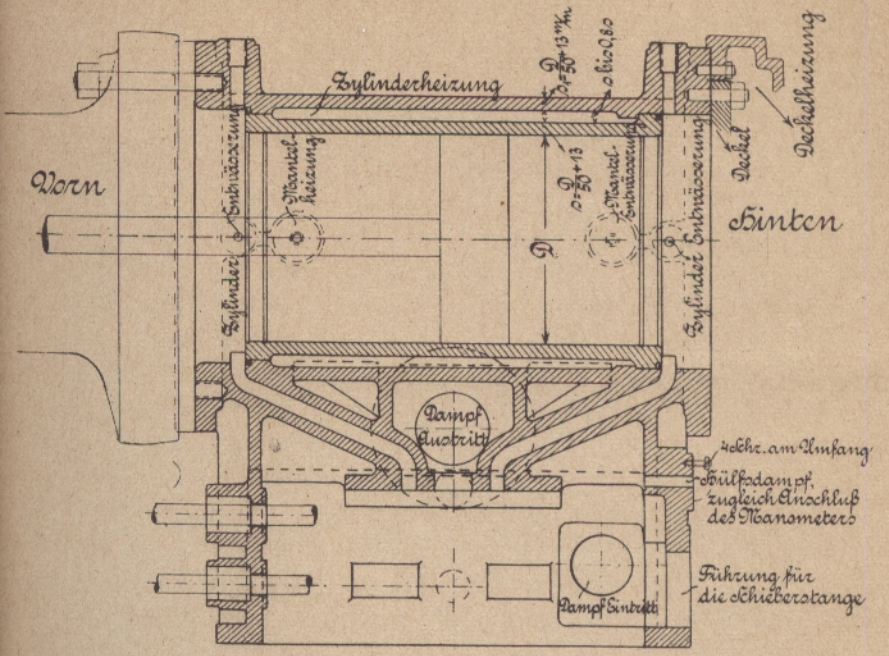



Fig. 33.

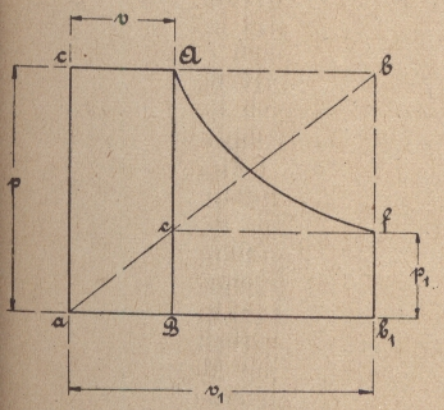



Fig. 34.

54. Wie kann man beweisen, daß diese Konstruktion der gleichseitigen Hyperbel richtig ist?

punkte von $v_1$ eine Vertikale $b_1$ b und bringt diese mit der Horizontalen durch A zum Schnitt. Den so erhaltenen Punkt b verbindet man dann mit a. Diese Verbindungslinie schneidet die Vertikale A B im Punkte e. Legt man nun durch e eine Horizontale, so ist der Schnittpunkt dieser Horizontalen mit der Vertikalen $b\,b_1$, also der Punkt f, ein Punkt der gleichseitigen Hyperbel, und $b_1\,f = p_1$ der Druck, der dem Volumen $v_1$ entspricht.

Es ist nach Fig. 34

$$\Delta\, a\, b\, b_1 \sim \Delta\, a\, e\, B.$$

Da in ähnlichen Dreiecken gleich-

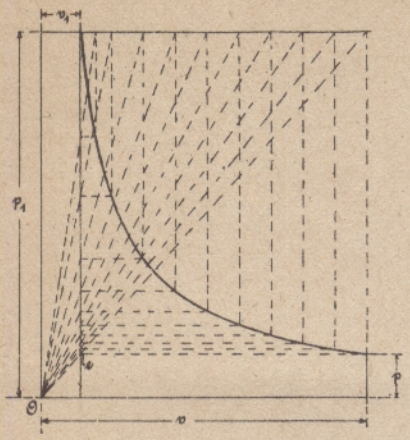


Fig. 35.

liegende Stücke proportioniert sind, verhält sich:

$$\overline{a\,B} : \overline{B\,e} = \overline{a\,b_1} : \overline{b_1\,b}$$

oder

$$v : p_1 = v_1 \cdot p$$

Da nun das Produkt der inneren Glieder gleich dem Produkte der äußeren Glieder ist, so ist:

$$v_1 \cdot p_1 = v \cdot p = \text{konstant.}$$

Was zu beweisen war.

In Fig. 35 ist die Konstruktion für verschiedene Punkte der gleichseitigen Hyperbel durchgeführt. Das Anfangsvolumen ist hier zu $v_1$ und der Anfangsdruck zu $p_1$ angenommen.

55. Worauf ist beim Entwerfen des Dampfdiagrammes Rücksicht zu nehmen?

Es muß zunächst die Maschine die vorgeschriebene Leistung entwickeln, also muß das Dampfdiagramm einen entsprechenden Flächeninhalt besitzen. Dann muß aber auch bei verlangtem, geringem Dampfverbrauch besonders die Expansion möglichst weit heruntergedrückt werden. Von der Wahl der übrigen Diagrammpunkte hängt mehr oder weniger der ruhige Gang der Maschine ab. Endlich ist Sicherheit gegen das Durchgehen der Maschine durch richtige Dampfverteilung geboten.

56. Was ist hinsichtlich der Voreinströmung zu beachten?

Es muß die Voreinströmung so bemessen sein, daß schon im Hubwechsel der volle Dampfdruck im Zylinder auftritt. Je schneller die Maschine läuft,

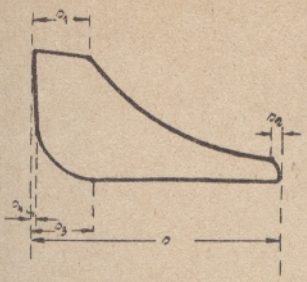


Fig. 36.

um so größer muß die Voreinströmung sein, um genügend Zeit für die Einströmung zu geben.

57. Worauf ist demnach besonders zu achten?

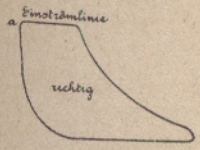



Fig. 36a.

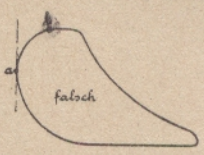



Fig. 36b.

Daß die Einströmlinie im Anfang mit der vollen Höhe beginnt, da sonst die Ruhe des Ganges beeinträchtigt wird und der Druckwechsel im Gestänge sich dann verspätet einstellt. Es muß also im Punkte a schon der höchste Druck vorhanden sein (Fig. 36a), nicht aber erst im Punkte b (Fig. 36b).

58. In welchen Grenzen kann man die Voreinströmung wählen?

Als Durchschnittswert für mittlere Tourenzahlen kann man das lineare Voreinströmen $s_4$ zu 1 bis 1,5 vH. des Kolbenweges wählen (Fig. 36).

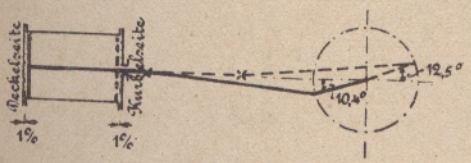



Fig. 37.

Hier entspricht 1 vH. auf der Deckelseite einem Abstande der Kurbel aus der Totlage von 10,4° und auf der Kurbelseite 12,5°. Ferner entspricht 1,5 vH. einem Abstande von 12,8° bzw. 15,7° (Fig. 37).

59. Was ist über die Vorausströmung zu sagen?

Die Vorausströmung soll noch bis zum Hubwechsel des Kolbens den Druck bis zur Austrittsspannung erniedrigen, sie ist daher um so größer zu wählen,

je größer die Tourenzahl ist, auch bei schleppender Schieberbewegung oder kleinen Austrittsöffnungen soll die Vorausströmung groß gewählt werden, damit im Hubwechsel der ganze Austrittskanal geöffnet ist. Ebenso ist bei großem Spannungsabfall große Vorausströmung vorzusehen.

60. Was ist über die Vorausströmung bei Gegenüberstellung von Auspuff- und Kondensmaschinen zu sagen?

Die Vorausströmung ist im allgemeinen bei Auspuffmaschinen kleiner zu wählen als bei Kondensmaschinen, jedoch kann man häufig bei Auspuffmaschinen mit kleiner Füllung erreichen, daß durch große Vorausströmung die Expansionslinie nicht unter die atmosphärische Linie geht, also die Schleife im Diagramm vermieden wird (Fig. 38).

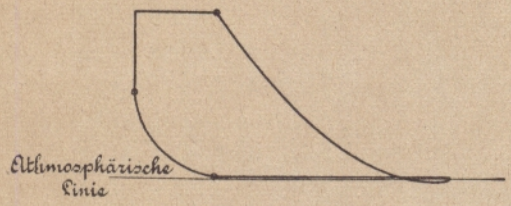



Fig. 38.

61. Was ist über die zahlenmäßige Größe der Vorausströmung zu sagen?

Man wählt das lineare Vorausströmen $s_2$ bei Auspuffmaschinen 5 : 10vH., bei Kondensmaschinen 8 : 20vH.

62. Kann man die gleichseitige Hyperbel auch für die Kompressionskurve verwenden?

Ja, allerdings nur mit grober Annäherung, da besonders bei weit getriebener Kompression der Arbeitsaufwand meistens größer ist, als nach $p \cdot v = \text{konst.}$ berechnet und als der, durch das Ausfüllen des schädlichen Raumes, ersparten Dampfmenge entspricht. (Schädlicher Raum siehe Frage 67.)

63. Was ist über die Kompression zu sagen?

Am Ende der Kompression soll die Spannung zwar niedriger als die Einströmspannung sein, jedoch wird durch möglichst **hohe Kompression** die Erreichung des Volldruckes beim Hubwechsel begünstigt. Bei hohen Kolbengeschwindigkeiten soll die gesamte Kompressionsarbeit der durch die Massenwirkung frei werdenden Arbeit gleich sein. (Vgl. Heft 4 »Schwungrad«.)

64. Welchen Zweck hat die Kompression außerdem?

Es wird durch die Kompression der Übergang von der Austritts- auf die Eintrittsspannung allmählich herbeigeführt.

65. Was ist über Kompression und Voreinströmung bei Kondensmaschinen zu sagen?

Bei Kondensmaschinen wird infolge der niedrigen Ausströmspannung die Kompression niedriger sein als bei Auspuffmaschinen, und muß man daher bei Kondensmaschinen besonders große Voreinströmung wählen.

66. Wodurch kann man eine zu hohe Kompression verringern?

Liegt die Gefahr einer zu hohen Kompression vor, so wird eine große Voreinströmung die Kompression früher beenden und somit die Gefahr beseitigen.

67. Was versteht man unter dem schädlichen Raume?

Unter schädlichem Raum versteht man das Volumen von Schieberspiegel bis Kolben in der Totlage, d. h. den Raum in den Kanälen und vor dem Kolben in seiner Totlage.

68. In welchem Zusammenhange stehen Voreinströmung und schädlicher Raum?

Je größer der schädliche Raum ist, eine um so größere Dampfmenge muß vor dem neuen Hub der Maschine einströmen, um das Volumen auszufüllen, um so größer muß also auch die Voreinströmung sein.

69. In welchem Zusammenhange stehen schädlicher Raum und Kompression?

Die Kompression wirkt auf die Wärmeverhältnisse des schädlichen Raumes ein, und zwar wird der frisch eintretende Dampf um so weniger Niederschlagverluste erleiden, je mehr der schädliche Raum mit komprimiertem Dampf angefüllt ist. Anderseits ist aber nicht zu vergessen, daß zum Verdichten Arbeit erforderlich ist, und zu weit getriebene Kompression den Dampfverbrauch für die Arbeitseinheit vergrößert.

Bei kleinem, schädlichen Raume kann man die lineare Größe der Kompression $s_3$ etwa zu 8 ÷ 10 vH. des Hubes für Auspuff- und 18 ÷ 25 vH. für Kondensmaschinen wählen.

70. Welchen Einfluß hat der schädliche Raum auf den Dampfverbrauch?

Der Einfluß des schädlichen Raumes auf den Dampfverbrauch der Maschine ist immer ein schädlicher (vgl. Frage 106 u. f.). Man kann diesen Einfluß verringern, wenn man genügend hohe Kompression vorsieht, eventuell bis zum Anfangsdrucke p, was jedoch bei Maschinen mit Schiebersteuerung und besonders bei Kondensmaschinen schwer zu erreichen ist.

71. Wie wird der schädliche Raum ausgedrückt?

In Prozenten des Kolbenweges.

72. Was ist über die Größe des schädlichen Raumes zu beachten?

Der schädliche Raum m soll im allgemeinen so klein als möglich gehalten werden.

73. Wie groß ist der schädliche Raum normal?

Für Auspuffmaschinen m = 0,05, für Kondensmaschinen m = 0,025, d. h. der schädliche Raum beträgt 5 vH. bzw. 2,5 vH. des Zylindervolumens.

Ist der Zylinderdurchmesser 15 cm und der Hub 25 cm, so ist das Zylindervolumen

$$\frac{15^2\,\pi}{4} \cdot 25 = 4418 \text{ ccm},$$

mithin der schädliche Raum bei m = 0,025, dann = 4418 · 0,025 = 110 ccm.

Bezeichnet man die lineare Größe des schädlichen Raumes mit $s_0$, so ist

$$F \cdot s_0 = m \cdot F \cdot s.$$

74. Wodurch erhält man einen kleinen schädlichen Raum?

Dadurch, daß man den Schieberspiegel möglichst nahe an den Zylinder heranrückt und den Kolben ziemlich auslaufen läßt. Bei Maschinen bis 350 Hub kann der Kolben bis auf 4 mm an den Zylinderdeckel heranlaufen, wobei zu beachten ist, daß der Kolbenring nicht über die Indikatorbohrungen hinweggleitet (vgl. Heft 11).*)

75. Worauf ist bei Konstruktion der Expansions- und Kompressionskurven durch die gleichseitige Hyperbel zu achten?

Daß man bei der Auftragung des Volumens v das Volumen $v_0$ des schädlichen Raumes mit berücksichtigt.

---

*) Es ist zu beachten, daß die Kolbenringe nicht zu weit über die Eintrittsöffnungen hinausragen, da der einströmende Dampf sie dann zusammendrückt, was zu Schlägen in der Maschine führt.

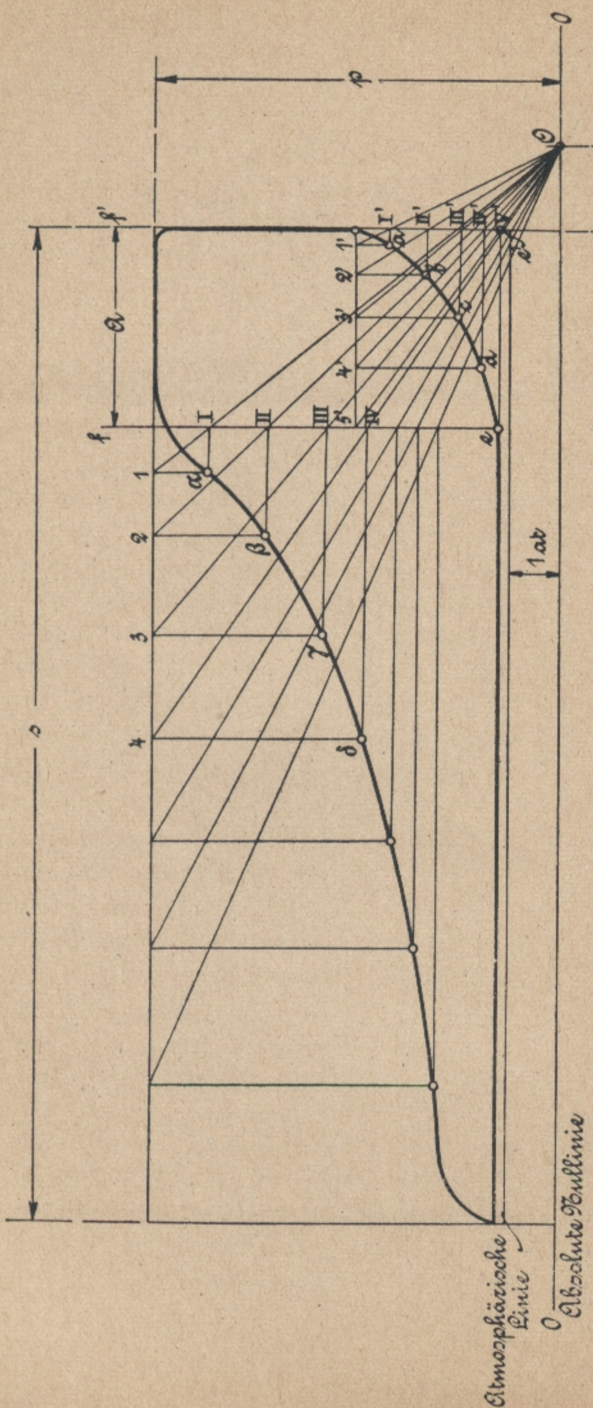



Fig. 39.

76. Wie trägt man hier diese Volumina auf?

77. Wie konstruiert man demnach das Indikatordiagramm ohne Berücksichtigung aller Nebenumstände?

**e′ in Fig. 39 und $e_1$ in Fig. 40 sind dieselben Punkte, daher ist e′ und $e_1$ in Frage 77 dasselbe.**

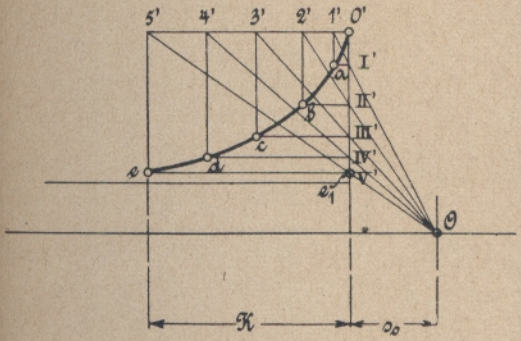



Fig. 40.

Als Horizontale, dargestellt durch $s + s_0$, wo $s$ = Hub und $s_0$ = Länge des schädlichen Raumes ist, also $s_0 = m \cdot s$ (Fig. 39).

Man trägt $s_0 + s$ horizontal, sowie den absoluten Dampfdruck p vertikal auf und konstruiert das Rechteck (Fig. 39). Bestimmt die Länge A der Admission und legt eine Vertikale durch den Endpunkt von A, teilt das Stück s—A in beliebig viele Teile und zieht von den Teilpunkten **1, 2, 3, 4 der oberen Horizontalen Strahlen nach O,** welche die durch den Endpunkt von A gelegte Vertikale e f in den Punkten I, II, III, IV schneiden. Zieht man dann Vertikale durch 1, 2, 3, 4 und Horizontale durch I, II. III, IV, so sind $\alpha$, $\beta$, $\gamma$, $\delta$ Punkte der Expansionskurve. Zur Bestimmung der Kompressionskurve verlängert man die Ausströmlinie bis zur Vertikalen e′ f′ durch den Hubanfang, d. h. man zieht e e′, und zieht von O aus dann durch $e_1$ einen Strahl, welcher die Vertikale durch e in 5′ schneidet (Fig. 40). Teilt man die Länge der Kompression e $e_1$ = k darauf in beliebig viele Teile 1′ 2′ 3′ 4′ 5′ und zieht die Strahlen nach O, welche die durch den Anfangspunkt von A gelegte Ver-

Bem. Eine andere Konstruktion »Indikator«.

78. Wie erhält man nun die indizierte mittlere Dampfspannung $p_i$ (Frage 44) aus dem Diagramm?

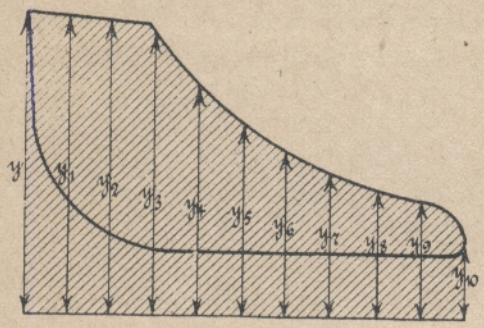


Fig. 41.

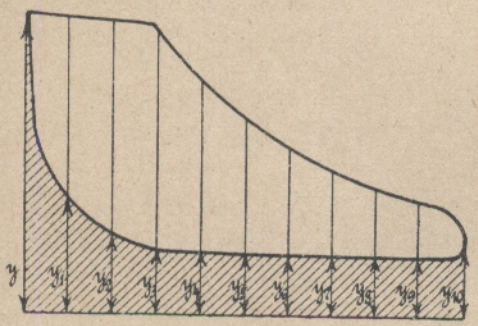


Fig. 42.

79. Kann man die mittlere indizierte Spannung aus dem Indikator-Diagramm auch noch anders bestimmen?

tikale in I′ II′ III′ IV′ $e_1$ schneiden, so erhält man durch die Schnittpunkte der Horizontalen durch I′ II′ III′ IV′ $e_1$ und Vertikalen durch 1′ 2′ 3′ 4′ 5′ die Punkte a b c d e der Kompressionskurve

der Kompressionskurve siehe Heft 1

Man teilt das Diagramm in 10 gleiche Teile (Fig. 41) und setzt

$$y + y_{10} = S_1$$
$$y_1 + y_3 + y_5 + y_7 + y_9 = S_2$$
$$y_2 + y_4 + y_6 + y_8 = S_3$$

Hier sind die Werte y in at abzumessen.

Dann erhält man die mittlere Spannung f · p hinter dem Kolben nach der Simpsonschen Regel zu

$$f \cdot p = \frac{S_1 + 4\,S_2 + 2\,S_3}{30}$$

Von diesem Werte ist die mittlere Spannung f′ p′ vor dem Kolben zu subtrahieren. Indem man als Ordinaten für $S_1$, $S_2$ und $S_3$ die Längen aus der unteren schraffierten Fläche (Fig. 42) einführt, erhält man:

$$f' \cdot p' = \frac{S_1 + 4\,S_2 + 2\,S_3}{30}$$

Aus beiden Werten ergibt sich dann:

$p_i = f \cdot p - f' \cdot p' =$ mittlere indizierte Dampfspannung.

Ja, man teilt das Diagramm mit dem Rostrat (Fig. 44) in 10 Teile, zieht diese Teillinien und betrachtet sie als Mittellinien von den neun Trapezen, deren

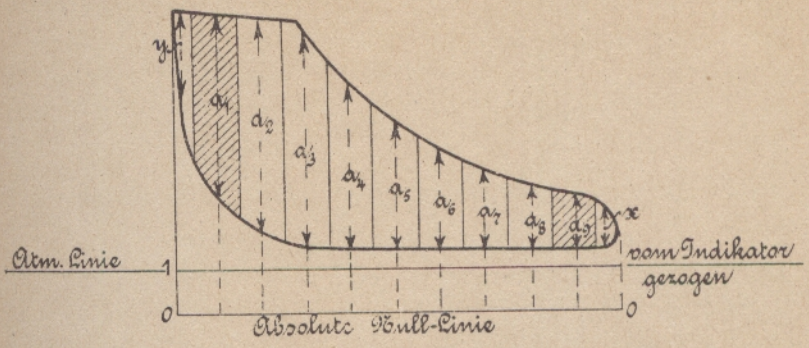



Fig. 43.

Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau.

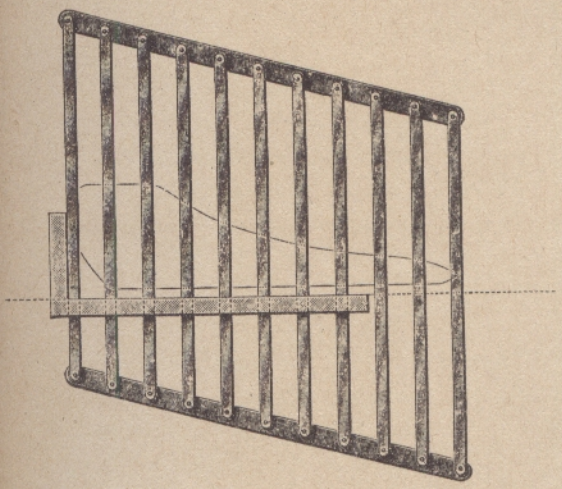


Fig. 44.
Teillineal mit Winkelschiene zur Einteilung der Diagramme in zehn gleiche Teile.

Länge $\frac{L}{10}$ ist (schraffierte Fläche, Fig. 43). Es bleibt dann an jeder Seite ein Trapez von der Länge $\frac{L}{20}$ und den mittleren Höhen x und y. Zieht man diese beiden Endtrapeze zu einem zusammen von der mittleren Höhe $\frac{x+y}{2}$, so hat man 10 mittlere Höhen, und der mittlere Dampfdruck ist dann, wenn man die mittleren Höhen im Atmosphärenmaßstab gemessen hat,

$$p_i = \frac{\Sigma(a)}{10} = \frac{\frac{x+y}{2} + a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_9}{10}$$

Näheres siehe Heft 11 »Indikator«.

80. Wozu gebraucht man diese mittlere indizierte Dampfspannung?

Zur Bestimmung der indizierten Leistung der Maschine, d. h. zur Bestimmung der Leistung am Kolben.

## Das Dampfdiagramm der Heißdampfmaschine.

### Der thermodynamische Wirkungsgrad.

81. Was ist über die Verwendung von überhitztem Dampf an Stelle des gesättigten Dampfes zu sagen?

Bei Verwendung von überhitztem Dampf (vgl. Heft 12) wird der Wärmeinhalt der Heizgase besser ausgenutzt, d. h. der thermodynamische Wirkungsgrad wird etwas erhöht.

82. Was versteht man unter thermodynamischem Wirkungsgrad?

Es ist dies das Verhältnis der in mechanische Arbeit umgewandelten Wärme zur theoretisch ausnutzbaren Wärme, oder auch das Verhältnis des Dampfverbrauches der vollkommenen Maschine zum Dampfverbrauch der wirklichen Maschine pro indizierte Pferdekraft*) und Stunde.

83. Wie kann man den thermischen oder thermodynamischen Wirkungsgrad bestimmen?

Man bestimmt die Anzahl der Wärmeeinheiten oder Kalorien des Brennstoffes im Kessel (vgl. Heft 12, Wärmetheorie), bestimmt ferner die indizierten Pferdestärken*) der Dampfmaschinen (siehe Frage 92, Heft 1) und rechnet dieselben, indem man sie mit $75 \cdot 60 \cdot 60$ multipliziert, in Meterkilogramm pro Stunde um. Da nun 424 bis 427 mkg gleich einer Wärmeeinheit sind, so dividiert man die, aus den Pferdestärken gewonnenen Meterkilogramm durch 424 bzw. 427 und hat so rückwärts die Wärmeeinheiten, die in der Maschine verarbeitet werden. Weiß man dann, daß z. B. 50 kg Kohle pro Stunde für eine Maschine von 40 indizierten Pferdestärken ver-

*) Erklärung des Ausdruckes Pferdekraft siehe Heft 12, Wärmetheorie.

braucht werden, und entwickelt ferner 1 kg Kohle 7700 Wärmeeinheiten, so beträgt die Anzahl der zugeführten Wärmeeinheiten: $50 \cdot 7700 = 385\,000$ WE (theoretisch ausnutzbare Wärme.) Die Maschine hatte 40 indizierte Pferdestärken, dem entsprechen $40 \cdot 75 \cdot 60 \cdot 60 = 10\,800\,000$ mkg/Std. oder in Wärmeeinheiten umgerechnet: $\frac{10800000}{424} = 25472$ WE (in mechanische Arbeit umgewandelte Wärme).

Der thermische Wirkungsgrad ist dann: $\eta_t = \frac{25472}{385000} = 0{,}066$, d. h. der thermische Wirkungsgrad beträgt etwa 6,6 %, ist also sehr niedrig.

84. Welche Kurve benutzt man für die Expansionskurve der Heißdampfmaschine?

Man verwendet für Heißdampf die polytropische Kurve, entsprechend $p \cdot v^x = \text{konst.}$, wobei vorausgesetzt ist, daß der Dampf während der ganzen Volumenvergrößerung überhitzt bleibt.

85. Wie erhält man die polytropische Kurve?

Man legt $p_1$ und $v_1$ fest und konstruiert hiermit das Rechteck O D G C. Trägt im Endpunkte O unter der x Linie einen beliebigen $\measuredangle \alpha$ an, bestimmt den $\measuredangle \beta$ aus der Gleichung $(1 + \operatorname{tg}\beta) = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^x$ und trägt $\measuredangle \beta$ in O nach oben an. Trägt in C dann 45° an und legt durch den Schnittpunkt A des Schenkels mit der O B-Linie eine Horizontale. Verlängert G D bis zur Linie O H, trägt im Schnittpunkte J einen Schenkel an, der mit O x 45° bildet, und legt

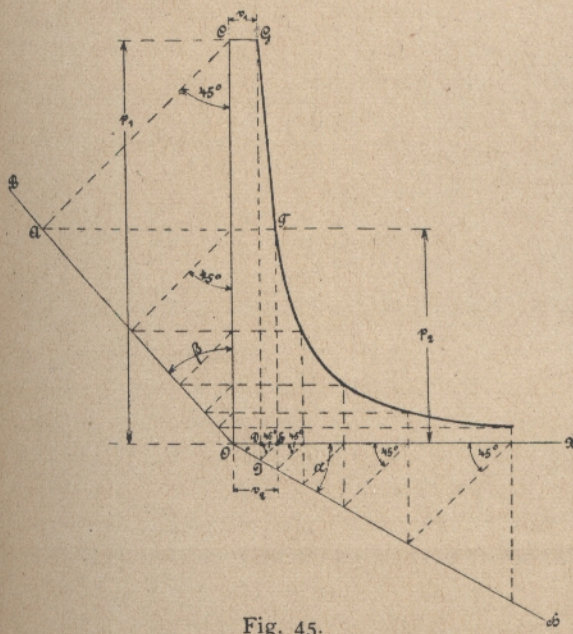


Fig. 45.

durch den Schnittpunkt E eine Vertikale. Der Schnittpunkt der Horizontalen durch A und der Vertikalen durch E, also T, ist dann ein Punkt der polytropischen Kurve (Fig. 45).

86. Worauf ist bei Konstruktion der polytropischen Kurve zu achten?

Man soll $\alpha$ nicht zu groß wählen, um möglichst viele Punkte der Kurve bestimmen zu können. Am besten ist $\alpha = 30°$.

87. Welches sind dann die Werte von $\beta$?

Für $\alpha = 30°$ erhält man für die verschiedenen Exponenten $\varkappa$ nachstehende Tabelle:

| | $\varkappa = 1{,}00$ | $\beta = 30°$ |
|---|---|---|
| | 1,05 | 31° 30′ |
| | 1,10 | 33° |
| | 1,15 | 34° 30′ |
| | 1,20 | 36° |
| | 1,22 | 36° 40′ |
| $\alpha = 30°$ | 1,24 | 37° 10′ |
| | 1,26 | 37° 50′ |
| | 1,28 | 38° 25′ |
| | 1,30 | 39° |
| | 1,33 | 39° 50′ |
| | 1,35 | 40° 20′ |
| | 1,38 | 41° 20′ |
| | 1,41 | 42° |

## Konstruktive Rücksichten bei Heißdampfmaschinen.

88. Worauf ist bei besonders hoher Überhitzung auf 400° bis 500° zu achten?

Es ist darauf zu achten, daß an den Steuerorganen keine Ölrückstände festbrennen, daher ist häufiges Nachsehen hier am Platze.

89. Worauf ist bei Verwendung von überhitztem Dampf allgemein zu achten?

Daß die beweglichen Teile, welche abgedichtet werden müssen, mit beweglicher Metallpackung abgedichtet werden.

90. Wie sieht eine derartige bewegliche Metallpackung aus?

91. Wie ist diese Proellpackung durchgeführt, und was erreicht man durch dieselbe?

Fig. 46 stellt eine bewegliche Metallpackung, Patent Proell, dar.

Fig. 46 zeigt einen Längsschnitt durch dieselbe mit darunter befindlicher Ansicht der einzelnen seitlichen Dichtungsflächen. In je einer Ringkammer befinden sich zwei in je sechs Teile zerschnittene Dichtungsringe, welche durch eine umgelegte Spiralfeder zusammengehalten und von dieser mit sanftem gleichmäßigen Drucke gegen die Stange gepreßt werden. Seitlich sind sie sauber eingeschliffen und passen fast ohne achsiales Spiel in die umgebende Kammer, die gegen die benachbarte ebenfalls aufgeschliffen ist.

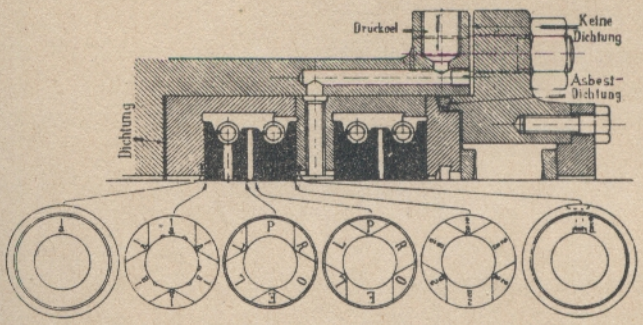



Fig. 46.

Radiales Spiel ist dagegen reichlich vorhanden, so daß die Dichtungsringe etwaigen Querbewegungen der Stange unbehindert folgen können. Je nach der Höhe des abzudichtenden Dampfdruckes ist die Zahl der erforderlichen Ringpaare verschieden und wird eine Packung, bestehend aus einem kompletten Ringpaar und Deckring als Simplexpackung, aus zwei kompletten Ringpaaren und Deckring als Duplexpackung, aus drei kompletten Ringpaaren und Deckring als Triplexpackung bezeichnet. Ausführungen mit vier kompletten Ringpaaren kommen verhältnismäßig selten vor, und werden Quadruplexpackungen genannt. Bei Duplexpackungen ist der dem Dampfe zunächst gelegene Dichtungsring der ersten Kammer, bei Triplexpackungen event. auch der entsprechende Ring der zweiten Kammer durch Bohrungen vom Dampfdruck entlastet, wodurch zugleich er-

zielt wird, daß sich das Druckgefälle gleichmäßig über die ganze Packung verteilt. Da die Teilfugen der Dichtungsringe gegen einander versetzt sind, wird durch die Packung allseitiger Fugenschluß erreicht, der selbst dann noch gewahrt bleibt, wenn der Durchmesser der Kolbenstange nicht auf der ganzen Länge konstant ist, sondern Verschiedenheiten aufweist. Die einzelnen Berührungsflächen zwischen Kammern und Dichtungsringen sind in der aus Fig. 46 ersichtlichen, höchst übersichtlichen Weise numeriert, während die Flächen, in denen je zwei zusammengehörige Dichtungsringe einander berühren, Buchstaben tragen, die gelesen den Namen PROELL ergeben. Eine Verwechslung der Teile untereinander beim Einbau ist daher bei einiger Sorgfalt völlig ausgeschlossen. Die Packung läuft sich, mit gutem Zylinderöl geschmiert, auf glattem Stahl guter Qualität sehr rasch ein und erzeugt auf der Stange eine Hochglanzpolitur, welche die Reibung fast auf Null reduziert und die Erklärung dafür gibt, daß Proellpackungen selbst auf Jahre hinaus keinen Verschleiß zeigten, und daß Dampfmaschinen, welche mit Proellpackungen ausgerüstet worden sind, nachweislich einen mechanischen Wirkungsgrad von etwa 93% erzielt haben.

Bem.: Weitere Ausführungen über Heißdampf siehe Heft 2, Zweizylinder-Maschine.

## Berechnung der „Einzylinder-Maschine".

92. Wie erhält man die durch den Dampf in der Maschine geleistete Arbeit in Pferdestärken, d. h. die Anzahl der indizierten Pferdestärken?

Es ist allgemein die sekundliche Arbeitsleistung oder der Effekt $A = P \cdot c =$ Kraft mal Geschwindigkeit, mithin ist die Anzahl der in die Maschine hineingeschickten indizierten Pferdestärken

$$N_i = \frac{A}{75} = \frac{P \cdot c}{75}$$

Hier ist P die Kolbenkraft, $P = F \cdot p_i \cdot 10000$, wenn F die wirksame Kolbenfläche in qm und $p_i$ die mittlere indizierte Spannung des Dampfes in kg pro qcm ist.

Ferner ist $c = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60}$*) die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/Sek. Demnach ist

$$N_i = \frac{F \cdot p_i \cdot 10000 \cdot c}{75}$$

Ist F in qcm bestimmt, so fällt die Zahl 10000 fort. Man erhält dann

$$N_i = \frac{F \cdot p_i \cdot 2 \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75}$$

93. Was versteht man hier unter wirksamer Kolbenfläche?

Die vom Dampf gedrückte Kolbenfläche abzüglich des Querschnittes der Kolbenstange. Ist D = Zylinderdurchmesser in Metern und d = Kolbenstangendurchmesser in Metern, so ist

$$F = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}$$

94. Was ist bei der Bestimmung der Leistung einer fertigen Maschine zu beachten?

Es wird immer die Leistung auf beiden Seiten des Kolbens verschieden sein. Will man daher die wirkliche Leistung der Maschine korrekt bestimmen, so muß man die Leistungen von beiden Kolbenseiten addieren. Hierbei hat man folgendes zu beachten:

Bei durchgehender Kolbenstange auf beiden Seiten ist:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}$$

Bei durchgehender Kolbenstange mit verschiedenen Durchmessern ist die mittlere wirksame Fläche:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{1}{2}\left(\frac{d^2 \pi}{4} + \frac{d_1^2 \pi}{4}\right)$$

*) Es bedeutet s = Hub der Maschine in Metern, n = Tourenzahl pro Min.

oder, falls man noch genauer jede Seite für sich bestimmen will, so ist an der Kurbelseite

$$F_k = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}$$

und an der Deckelseite

$$F_D = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}$$

Bei einseitiger Kolbenstange ist die gesamte mittlere wirksame Fläche

$$F = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

bzw. für die Kurbelseite allein

$$F_k = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}$$

und für die Deckelseite

$$F_D = \frac{\pi D^2}{4}$$

Die indizierte Leistung jeder Kolbenseite ist dann:

$$N_{i_k} = \frac{F_k \cdot p_{i_k} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \quad \text{und}$$

$$N_{i_D} = \frac{F_D \cdot p_{i_D} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75}$$

Endlich ist die Gesamtleistung

$$\underline{N_i = N_{i_k} + N_{i_D}}$$

95. Wie erhält man bei einer zu konstruierenden Maschine die erforderliche Kolbenfläche, und wodurch berücksichtigt man hier die Kolbenstange?

Es ist aus Frage 92 die Kolbenfläche

$$F = \frac{75\, N_i}{10000 \cdot p_i \cdot c} = qm$$

Die Kolbenstange berücksichtigt man dann durch einen Zuschlag von 1,5 bis 3 vH., setzt also 1,015 F bis 1,03 F.

96. Wie erhält man aus der wirksamen Kolbenfläche den **Zylinderdurchmesser** D der Maschine?

Es war die wirksame Kolbenfläche 1,015 F bis 1,03 F, wo F, falls die indizierten Pferdestärken bekannt sind, nach Frage 95 bestimmt wird aus:

$$F = \frac{75\,N_i}{10000 \cdot p_i \cdot c} = qm$$

oder, falls die effektiven Pferdestärken

$$N_e = \frac{10000 \cdot F \cdot p_i \cdot c \cdot \eta}{75}$$

bekannt sind, aus

$$F = \frac{75\,N_e}{10000 \cdot \eta \cdot p_i \cdot c} = qm$$

(vgl. Frage 97).

Den Zylinderdurchmesser erhält man dann, bei 1,5 vH. Zuschlag für Kolbenstange, aus

$$1{,}015\,F = \frac{\pi\,D^2}{4}$$

bzw. bei 3 vH. Zuschlag aus

$$1{,}03\,F = \frac{\pi\,D^2}{4}$$

Es ist demnach bei 1,5 vH:

$$D = \sqrt{\frac{1{,}015\,F \cdot 4}{\pi}}$$

bzw. bei 3 vH. Zuschlag:

$$D = \sqrt{\frac{1{,}03\,F \cdot 4}{\pi}}$$

97. Wie erhält man aus den indizierten Pferdestärken die Nutzleistung oder effektiven Pferdestärken $N_e$ der Maschine, d. h. die Leistung, die an der Kurbelwelle bzw. am Schwungrad wirklich abgegeben wird?

Die wirkliche Leistung der Maschine oder die effektive Leistung bzw. die effektiven Pferdestärken erhält man aus den indizierten Pferdestärken mit Hilfe des mechanischen Wirkungsgrades $\eta$, und zwar ist:

$$\frac{N_e}{N_i} = \eta$$

also die effektive Leistung:

$$N_e = \eta \cdot N_i,$$

wo $\eta$ aus Tabelle IV, Anhang, oder aus Frage 130 zu entnehmen ist.*)

Bei einer fertigen Maschine erhält man die effektiven Pferdestärken durch Abbremsen am Schwungrade mit dem Pronyschen Zaum (vgl. Heft 11).

98. Welchen Wert hat die mittlere Kolbengeschwindigkeit c?

Es ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60},$$

wenn s der Hub der Maschine in Metern und n die Umdrehungszahl pro Minute ist (Frage 92).

99. Wie erhält man hier im allgemeinen einen günstigen Wert der mittleren Kolbengeschwindigkeit?

Indem man sich der durch Erfahrung festgelegten Formeln bzw. Tafeln bedient.

100. Welche Formel wendet man hier zur Bestimmung der mittleren Kolbengeschwindigkeit am meisten an?

Die Schmidtsche Formel:

$$c = \alpha \left(10 + \sqrt{N_e}\right).$$

101. Welchen Wert hat $\alpha$ hier?

Es ist:

für sehr langsamen Gang $\alpha = 0{,}05$,
für langsamen Gang $\alpha = 0{,}07$,
für normalen Gang $\alpha = 0{,}09$,
für schnellen Gang $\alpha = 0{,}11$,
für sehr schnellen Gang $\alpha = 0{,}12$ bis $0{,}2$.

(Tourenzahl vgl. Frage 127 u. 158. Erfahrungswerte von c siehe Tabelle I, Anhang.)

*) In Tabelle IV ist $\eta$ für den Wert $\frac{N_i}{c}$ festgelegt.

102. Kann man die mittlere indizierte Spannung auch ohne Benutzung des Diagrammes bestimmen?

Ja, mit Hilfe der Erfahrungstabelle III bzw. der Tabelle II, Anhang, in letzterer sind die Spannungskoeffizienten f und f' angegeben.

103. Wie erhält man die mittlere indizierte Spannung $p_i$ mit Hilfe der Tabelle II?

Man bestimmt die Werte f und f' und erhält: $p_i = p \cdot f - p' \cdot f'$,

104. Wie erhält man die absolute Eintrittsspannung oder Admissionsspannung p, wenn der Kesseldruck $p_o$ gegeben ist?

wo p die Admissionsspannung, p' die Emissionsspannung ist.

Man kann für normale Anlagen setzen:

$$p = 0{,}9\, p_o - 0{,}5,$$

für Fördermaschinen:

$$p = 0{,}8\, p_o - 0{,}5.$$

Im allgemeinen kann man p um 1 at geringer annehmen, als $p_o$. Bei genügend großem Dampfquantum beträgt der Verlust jedoch oft nur 0,25 at.

105. Wie kann man theoretisch die Leistung der Maschine aus dem Diagramm berechnen?

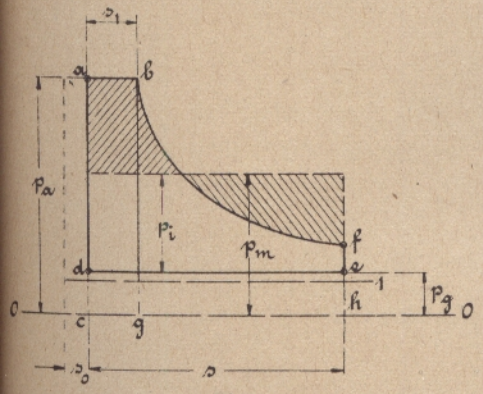



Fig. 47.

Die Arbeit des Dampfes während der Admission wird durch das Rechteck a b g c ausgedrückt (Fig. 47), es ist also die Admissionsarbeit $L_a = p_a \cdot s_1 \cdot F$, wenn F die nutzbare Kolbenfläche in qcm ist. Hierzu kommt die Arbeit des Dampfes während der Expansion, welche durch die Fläche b g h f b ausgedrückt wird. Diese Arbeit ist

$$L_e = 2{,}3026\, p_a \cdot F \cdot s_1 \cdot \lg \frac{s}{s_1}.$$

106. Worauf hat man nun bei Bestimmung der Dampfvolumina noch zu achten?

Es ist darauf zu achten, daß die schädlichen Räume berücksichtigt werden.

107. Wie groß ist dann das Anfangsvolumen der Füllung?

Es ist $v = F \cdot (s_1 + s_o)$, wenn $s_o$ die Länge des schädlichen Raumes ist.

108. Wie groß wird die Expansionsarbeit?

Es ist:

$$L_e = 2{,}3026 \cdot p_a \cdot F \cdot (s_1 + s_o) \cdot \lg \frac{s + s_o}{s_1 + s_o}.$$

109. Wie groß wird dann die Gesamtleistung des frischen Dampfes während eines Kolbenhubes ohne Rücksicht auf den Gegendampf?

Es ist:

$$L = L_a + L_e = p_a \cdot F \cdot s_1 + 2{,}3026 \cdot p_a \cdot F \cdot (s_1 + s_o) \cdot \lg \frac{s + s_o}{s_1 + s_o}.$$

Oder es ist auch: $L = p_m \cdot F \cdot s$, wenn $p_m$ der mittlere Druck während des ganzen Kolbenhubes ist.

110. Wozu kann man diese Formel benutzen?

Zur Bestimmung der Spannungskoeffizienten, welche gleich dem Verhältnis $\frac{p_m}{p_a}$ sind.

111. Welchen Wert hat demnach $\frac{p_m}{p_a}$?

Es ist ohne Rücksicht auf die Drosselung des Dampfes der Spannungskoeffizient $f = \frac{p_m}{p_a} = \frac{s_1}{s} + 2{,}3026 \frac{s_1 + s_o}{s} \cdot \lg \frac{s + s_o}{s_1 + s_o}$.*)

Ausgerechnete Werte für f siehe Tabelle II, Anhang.

---

*) Mit Rücksicht auf die Drosselung des Dampfes, sowie die Voraus-Voreinströmung und Kompression erhält man, wenn die Größe der Drosselung $\vartheta$ dadurch berücksichtigt wird, daß man bei einer mittleren Dampfeintrittsspannung p, die Anfangsspannung der Einströmung $p_1 = (1 + \vartheta) \cdot p$ und die Endspannung der Einströmung $p_2 = (1 - \vartheta) \cdot p$ setzt, für Sattdampf:

$$f = \frac{s_1}{s} + (1 - \vartheta) \cdot \left[\frac{s_1}{s} + m\right] \cdot \ln \frac{\frac{s_2}{s} + m}{\frac{s_1}{s} + m} + 0{,}5 \cdot (1 - \vartheta) \cdot \frac{\frac{s_1}{s} + m}{\frac{s_2}{s} + m} \cdot \left[1 - \frac{s_2}{s}\right] - 0{,}5 \cdot (1 + \vartheta) \cdot \left[1 - \frac{s_4}{s}\right].$$

Hier ist ln = dem Logarithmus naturalis.

112. Was kann man aus dieser Formel für die Spannungskoeffizienten schließen?

113. Was ist nun von dieser Arbeit (Frage 109) des frischen Dampfes noch abzuziehen?

Es ist der Spannungskoeffizient abhängig von der Füllung und dem schädlichen Raume.

Von der Arbeit des frischen Dampfes ist noch die Arbeit des Gegendampfes abzuziehen.

$$L_g = p_g \cdot F \cdot s \text{ (Fig. 48).}$$

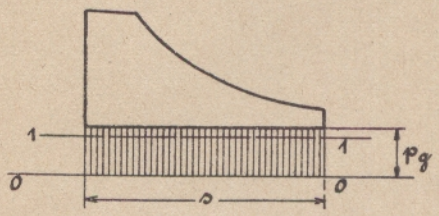



Fig. 48.

---

Es ist ferner:

$$f' = \frac{s_3}{s} + 1{,}1 \cdot \left[1 - \frac{s_2}{s} + m\right] \cdot \ln \frac{1 - \frac{s_3}{s} + m}{1 - \frac{s_4}{s} + m} + 0{,}55 \cdot \frac{1 - \frac{s_3}{s} + m}{1 - \frac{s_4}{s} + m} \cdot \left[1 - \frac{s_4}{s}\right] - 0{,}5 \cdot \left[1 - \frac{s_2}{s}\right].$$

Bei Expansionssteuerungen kann man hier im Mittel setzen:

$$\frac{s_2}{s} = 0{,}96; \quad \frac{s_3}{s} = 0{,}94; \quad \frac{s_4}{s} = 0{,}998.$$

Es wird dann:

$$f = \frac{s_1}{s} + (1 - \vartheta) \cdot \left[\frac{s_1}{s} + m\right] \cdot \left\{\ln \frac{0{,}96 + m}{\frac{s_1}{s} + m} + \frac{0{,}02}{0{,}96 + m}\right\} - 0{,}001\,(1 + \vartheta),$$

Ausgerechnete Werte siehe Tabelle VIII, Anhang.

Für Heißdampfmaschinen ist ein Exponent $\varkappa$ einzuführen und zwar setzt man bei einer

Überhitzung bis t + 80° und bei großer Füllung $\varkappa = 1{,}1$,
Überhitzung bis t + 120° und kleiner Füllung $\varkappa = 1{,}2$,
Überhitzung bis t + 120° und großer Füllung $\varkappa = 1{,}15$,
Überhitzung bis t + 160° und kleiner Füllung $\varkappa = 1{,}25$.

Es ist dann

$$f = \left\{\frac{s_1}{s} + \frac{\frac{s_1}{s} + m}{\varkappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{\frac{s_1}{s} + m}{1 + m}\right)^{\varkappa - 1}\right]\right\} \cdot k.$$

Hier ist k eine Zahl, die mit Rücksicht auf die Voraus- und Voreinströmung, sowie andere Abweichungen von der, bei der Berechnung zugrunde gelegten Dampfverteilung, zu wählen ist.

114. Wie groß ist demnach die tatsächliche Leistung des Dampfes, die auf den Kolben übertragen wird?

Es ist $L_i = L - L_g = (p_m - p_g) \cdot F \cdot s$, wo $(p_m - p_g) = p_i$ ist, also $L_i = p_i \cdot F \cdot s$ kgm pro Kolbenhub. Die indizierte Leistung in Pferdestärken auf jeder Kolbenseite und pro Sekunde ist dann:

$$N_i = \frac{L_i \cdot n}{75 \cdot 60} = \frac{F \cdot p_i \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75}.$$

115. Was ist über die Füllung der Maschine zu sagen?

Die Füllung richtet sich im allgemeinen nach der Verwendung der Maschine, sowie nach der Höhe der Dampfspannung und der Art der Steuerung. Man arbeitet meistens mit der wirtschaftlich günstigsten Füllung. Beim einfachen Muschelschieber ist der Füllungsgrad $\frac{s_1}{s}$ gleich oder größer als 0,5. (Vgl. Heft 3.)

116. Was versteht man unter wirtschaftlich günstigster Füllung?

Diejenige Füllung, bei der sich die Betriebskosten am günstigsten gestalten, d. h. bei der die Summe aus Verzinsung der Anlagekosten und Kosten für Brennmaterial den kleinsten Wert hat. Vgl. Tabelle IX, Anhang.

117. Worauf hat man bei der wirtschaftlich günstigsten Füllung zu sehen?

Ob dauernder Betrieb vorliegt oder ein Betrieb, der nur ein paar Stunden pro Tag arbeitet.

118. Wie hängt das zusammen?

Es war $F = \frac{75\, N_e}{\eta \cdot p_i \cdot c} = \text{qcm}$. Hier steht $p_i$ im Nenner, je größer also $p_i$ ist, d. h. Füllung und Spannung, desto kleiner wird F, d. h. der Querschnitt des Kolbens; desto kleiner und billiger wird also auch die Maschine, wobei

jedoch andererseits zu beachten ist, daß bei großer Füllung viel Dampf, also viel Kohlen gebraucht werden. Man wird bei dauerndem Betrieb weniger auf das Anlagekapital sehen, sondern hauptsächlich darauf, daß der Dampfverbrauch und somit der Kohlenverbrauch so gering als möglich ist, also kleines $p_1$. Bei unterbrochenem Betriebe hingegen kommt es weniger auf den Dampfverbrauch, also auch den Kohlenverbrauch an, als vielmehr auf das Anlagekapital, mithin ist hier großes $p_1$ zu wählen.

119. Welche Füllung ist lediglich mit Rücksicht auf den Dampfverbrauch als günstigste zu betrachten?

Lediglich mit Rücksicht auf den Dampfverbrauch ist diejenige Füllung die günstigste, bei welcher die Expansionslinie bis auf die Gegendrucklinie des ausströmenden Dampfes im Diagramm heruntergeführt wird (Fig. 49).

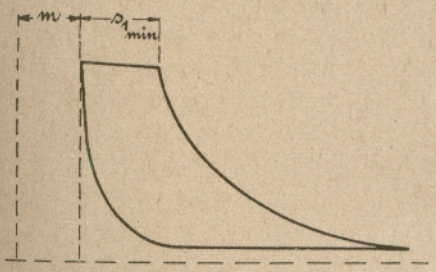



Fig. 49.

120. Aus welchem Grunde wählt man diese kleinste Füllung $s_{1\,min}$ im allgemeinen nicht als wirtschaftlich günstigste Füllung?

Es wird bei zu kleiner Füllung ein verhältnismäßig großes Dampfquantum in den schädlichen Raum des Zylinders strömen und der hierdurch auftretende Verlust, dem Arbeitsvermögen des geringen nutzbaren Füllungsdampfes gegenüber, zu sehr ins Gewicht fallen.

121. Wie erhält man nun bei Maschinen, welche mit kleinem Dampfverbrauche arbeiten sollen, die normale Füllung?

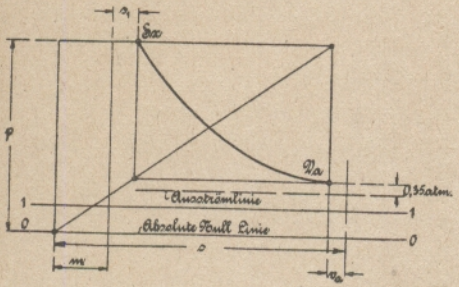



Fig. 50.

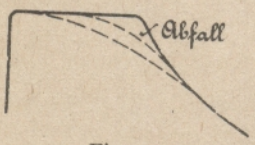



Fig. 51.

122. Was ist über den Spannungsabfall während der Füllung zu sagen?

Man legt die Expansionsendspannung, d. h. die Spannung am Ende der Expansionsperiode fest, und zwar 0,35 bis 0,8 at über der Ausströmlinie. In Fig. 50 ist die Expansionsendspannung 0,35 at über der Ausströmlinie gewählt. Diese Ausströmlinie selbst liegt im allgemeinen bei Auspuffmaschinen 1,13 at über der absoluten Null-Linie, bei Kondensmaschinen 0,21 at über derselben. In Fig. 50 ist die Ausströmlinie etwas höher als normal angenommen. Darauf wählt man nach Frage 61 die Vorausströmung $v_a$ und findet die hierzu gehörige normale Füllung $s_1$ durch zeichnerische Ermittlung des Anfangspunktes der gleichseitigen Hyperbel mit Hilfe des schädlichen Raumes oder rechnerisch aus der Gleichung $p \cdot v = \text{konst.}$ Hierbei ist der Spannungsabfall, nach dem Ende der Einströmlinie zu, zu berücksichtigen (Fig. 51).

Der Spannungsabfall bei der Einströmung hängt einmal von der Drosselung des Dampfes, infolge hoher Dampfgeschwindigkeit ab, dann bewirkt aber auch die jedesmalige Beschleunigung der Dampfsäule zu Beginn des Hubes einen gewissen Druckabfall. Je kleiner der Schieberkasten, und je mehr sich die Geschwindigkeitsschwankungen in das Dampfrohr hinein fortpflanzen, um so

größer ist der Abfall der Einströmlinie (Fig. 51). Man soll daher möglichst einen Dampfsammler vor dem Schieberkasten anordnen. Ferner muß man, besonders bei kleinen Schnelläufern (Fig. 52), niedrige Zahlen für die Dampfgeschwindigkeit zugrunde legen.

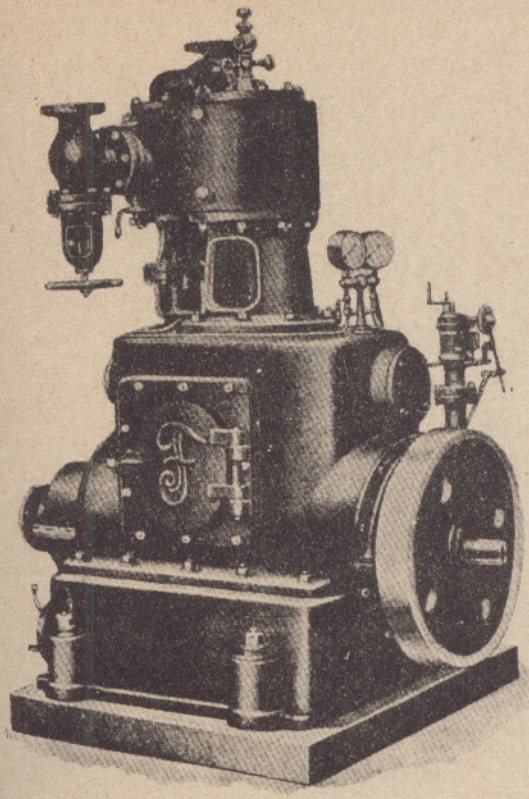


Fig. 52.
»Schnellläufer« der Maschinenfabrik und Eisengießerei Främbs & Freudenberg-Schweidnitz.

123. Wie groß darf man im allgemeinen die mittlere Dampfgeschwindigkeit wählen?

Allgemein zulässig ist für Hochdruckzylinder bei gesättigtem Dampf eine mittlere Dampfgeschwindigkeit für den Einlaß $w_m = 25 \div 45$ mtr/Sek, für den Auslaß $w_m = 18 \div 35$ mtr/Sek.

Für den Niederdruckzylinder bei gesättigtem Dampf für den Einlaß $w_m = 30 \div 55$ mtr/Sek, für den Auslaß $w_m = 18 \div 40$ mtr/Sek. Für überhitzten Dampf kann man, je nach der Temperatur, das 1,2 bis 2fache obiger Werte wählen.

124. Was ist über die Wahl des Hubes zu sagen?

Es war $c = \frac{2 s n}{60}$, also ist der Hub von der Tourenzahl und der Kolbengeschwindigkeit, sowie besonders auch von der Kolbenkraft abhängig, da Kolbenkraft mal Kolbengeschwindigkeit die Leistung der Maschine bestimmen.

125. Hat man irgendwelche Anhaltspunkte, nach denen man praktisch den Hub bestimmt?

Ja, man wählt für normale, kleine Maschinen bis etwa 30 PS das Verhältnis

$$\frac{s}{D} = \frac{\text{Hub}}{\text{Zylinderdurchmesser}} = 1{,}5$$

bis 1,7, bei langbauenden Maschinen auch $\frac{s}{D} = 2$.

126. In welchem Verhältnis steht Tourenzahl und Hub?

Je kleiner der Hub, desto größer die Tourenzahl.

127. Welche praktischen Anhaltspunkte hat man für die Tourenzahl?

Für Maschinen von 100 bis 120 mm Hub wählt man normal 200 ÷ 230 Touren, für 400 ÷ 500 mm Hub wählt man 100 ÷ 120 Touren und stuft dazwischenliegende Werte entsprechend ab.*)

128. Worin liegt der Vorteil der Kondensmaschine gegenüber der Auspuffmaschine?

Durch die Anordnung eines Kondensators wird eine Dampfersparnis von etwa 20 v. H. erreicht, jedoch muß die Maschine groß genug sein, damit die Anlagekosten des Kondensators den durch die Dampfersparnis erreichten Vorteil nicht etwa übersteigen (Kondensator siehe Heft 9).

129. Bis zu welcher Größe werden Einzylindermaschinen mit einfachem Schieber gebaut?

Bis zu einer Leistung von etwa 30 PS., jedoch wird man Maschinen über 10 PS. meistens mit Trickschem Kanalschieber, Hochwald-

*) Bei Schnelläufern setzt man häufig Hub = Tourenzahl.

130. Kann man die Leistung der Maschine auf irgendeine Weise kontrollieren?

$p_i = p f - p' f'$

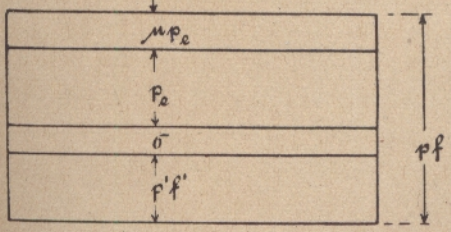



Fig. 53.

schieber oder Doppelschieber, sogenanntem Expansionsschieber (siehe Heft 3 und 5), versehen.

Ja, es sei $p_e$ der mittlere nutzbare Dampfüberdruck, dann ist nach Fig. 53

$$p_e = p_i - \sigma - \mu p_e.$$

Hier ist $p_i$ die mittlere indizierte Spannung; $\sigma$ die mittlere Höhe des Diagrammes der Leergangsarbeit; $\mu p_e$ = mittlere Diagrammhöhe der zusätzlichen Reibungsarbeit, wo $\mu$ durch Versuche ermittelt und in Tabelle V, Anhang festgelegt ist. Aus obiger Gleichung ist:

$$p_e + \mu p_e = p_i - \sigma \text{ also}$$
$$p_e (1 + \mu) = p_i - \sigma, \text{ mithin}$$
$$\underline{p_e = \frac{p_i - \sigma}{1 + \mu}}.$$

Ferner ist:

$$\eta = \frac{p_e}{p_i} = \frac{\frac{p_i - \sigma}{1 + \mu}}{p_i},$$

$$\text{also } \underline{\eta = \frac{p_i - \sigma}{(1 + \mu) \cdot p_i}}.$$

Demnach, da nach Frage 96

$$N_e = \frac{10000\ F \cdot p_i \cdot c \cdot \eta}{75}, \text{ so wird}$$

$$N_e = \frac{10000\ F \cdot p_i \cdot c \cdot \frac{p_i - \sigma}{(1 + \mu) \cdot p_i}}{75}$$

oder

$$\underline{N_e = \frac{10000\ F \cdot c \cdot (p_i - \sigma)}{75\ (1 + \mu)}}.$$

131. Wie erhält man hier den Wert $\sigma$?

Es ist $\sigma = \sigma' + \sigma''$. Hier ist $\sigma'$ für den Lagerdruck bei Einzylinder-Auspuffmaschinen $\sigma' = 0{,}042\sqrt{p}$ (p = mittl. abs. Eintrittssp.) und $\sigma''$ für Reibung im Zylinder bei Auspuffmaschinen $\sigma'' = \frac{0{,}025}{D}$, wenn D = Zyl. Durchm. in Metern ist. Bei Einzylinder-Kondensmaschinen ist $\sigma = \sigma'_k + \sigma''_k$, wo $\sigma'_k = 0{,}025 + 0{,}05\sqrt{p}$ und $\sigma''_k = \frac{0{,}045}{D}$ ist. In beiden Fällen ist sowohl bei $\sigma'$ als auch bei $\sigma'_k$ der Stärke des Baues der Maschine Rechnung getragen und aus Tabelle V, Anhang, zu entnehmen.

132. Wie erhält man die Zahl der zusätzlichen Reibung $\mu$?

Man entnimmt den Wert aus Tabelle V, Anhang,

## Bestimmung des Dampfverbrauches.

133. Wie erhält man annähernd das für eine Maschine von n Touren pro Minute **erforderliche Dampfquantum** pro Stunde?

Man bestimmt den vom Kolben während der Admission durchlaufenen Raum $F \cdot s_1$, schlägt den schädlichen Raum $F \cdot m$ dazu und multipliziert diesen Wert mit der Tourenzahl n pro Minute, nachdem man ihn, mit Rücksicht darauf, daß bei jeder Umdrehung 2 solche Räume mit Dampf gefüllt werden, mit der Zahl 2 erweitert hat. Den so erhaltenen Wert $(F \cdot s_1 + F \cdot m) \cdot 2 \cdot n$ muß man nun, um den Dampfverbrauch pro Stunde festzustellen, mit 60 multiplizieren.

134. Welches ist demnach die Formel für die Bestimmung des Dampfquantums pro Stunde in cbm?

Falls F in qcm eingeführt wird, ist das Dampfquantum

$$60 \cdot 2 \cdot \frac{F_{qcm}}{10000}(s_1 + s_o) \cdot n = \text{cbm},$$

wo $s_o$ die Länge des schädlichen Raumes ist.

135. Wie groß ist hiernach der nutzbare stündliche Dampfverbrauch einer Maschine in kg?

Wenn $\gamma$ (siehe Tabelle VI, Anhang) das spezifische Gewicht des Admissionsdampfes auf cbm bezogen ist, so ist:

$$C'_i = \frac{60 \cdot 2}{10000} \cdot F\,(s_1 + s_o) \cdot \gamma \cdot n$$

bzw. da $c = \frac{2sn}{60} = \frac{sn}{30}$, also

$n = \frac{30c}{s}$ ist, so wird

$$C_i' = \frac{30 \cdot 60 \cdot 2}{10000} \cdot F_{qcm} \cdot \gamma \cdot c \cdot \frac{s_1 + s_o}{s}$$

oder

$$C_i = 0{,}36\, F_{qcm} \cdot \gamma \cdot c \cdot \frac{s_1 + s_o}{s} = \text{kg-Std.}$$

136. Wie kann man den Abkühlungsverlust hier berücksichtigen?

Indem man für Maschinen mit Dampfmantel 15 vH. und für Maschinen ohne Dampfmantel 18 vH. hinzuschlägt.

137. Wodurch berücksichtigt man die Dampflässigkeit am Kolben und an den Rohrverschraubungen usw.?

Dadurch, daß man einen abermaligen Zuschlag von 4 vH. bis 10 vH., allgemein 7 vH., macht.

138. Wie groß ist demnach der **gesamte Dampfverbrauch einer Dampfmaschine in kg/Stunde?**

Für Maschinen ohne Dampfmantel

$$C_i = (1{,}18 + 0{,}07) \cdot 0{,}36 F \cdot \gamma \cdot c \frac{s_1 + s_o}{s}$$

oder

$$C_i = 0{,}45\, F_{qcm} \cdot \gamma \cdot c \cdot \frac{s_1 + s_o}{s} = \text{kg/Std.}$$

Für Maschinen mit Dampfmantel ist:

$$C_i = 0{,}4\, F \cdot c \cdot \gamma \frac{s_1 + s_o}{s}.$$

139. Gibt es noch eine andere Formel zur Bestimmung des Dampfverbrauches?

Ja, man berücksichtigt auch eventl. den Ausströmdampf und setzt für gesättigten und überhitzten Dampf, wenn $\gamma_1$ das spezifische Gewicht des Einströmdampfes und $\gamma_2$ das spezifische Gewicht des Ausströmdampfes ist, also $\gamma_2 = 0{,}66$ für Auspuff, entsprechend einem Gegendruck von annähernd 1,2 at, sowie $\gamma_2 = 0{,}137$

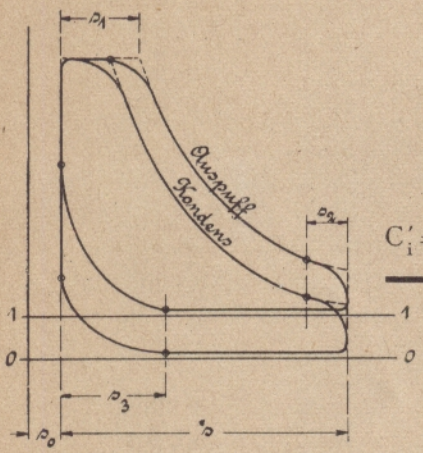



Fig. 54.

für Kondens, entsprechend einem Gegendruck von ∼ 0,21 at ist, ferner m die Länge des schädlichen Raumes, und wenn endlich $\frac{s_3}{s} =$ ∼ 0,94 das Verhältnis der Kompression zum Hub ist, den stündlichen nutzbaren Dampfverbrauch pro indizierte Pferdekraft und Stunde in kg:

$$C_i' = \frac{27}{p_i}\left[\left(\frac{s_1 + s_o}{s}\right)\cdot\gamma_1 - 1{,}1\left(\frac{s_3 + s_o}{s}\right)\cdot\gamma_2\right].$$

Statt der Länge $s_o$ setzt man auch häufig den Koeffizienten des schädlichen Raumes m und da $F \cdot s_o = m \cdot F \cdot s$ in (cbm) ist, so wird

$$C_i' = \frac{27}{p_i}\left[\left(\frac{s_1}{s} + m\right)\cdot\gamma_1 - 1{,}1\left(\frac{s_3}{s} + m\right)\cdot\gamma_2\right].$$

140. Kann man das Dampfquantum auch noch schneller bestimmen?

Ja, es ist nach Tabelle VII, Anhang, der nutzbare Dampfverbrauch pro indizierte Pferdekraft und Stunde $= C_i'$, ferner ist der Abkühlungsverlust $= C_i''$, und zwar findet man $C_i''$ aus der Formel $C_i'' \cdot \sqrt{c} = x$, wo $x = 4{,}5$ bis 4,2 zu setzen ist, also $C_i'' = \frac{4{,}5}{\sqrt{c}}$.*) Hier ist c = mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/Sek.

*) Für genauere Rechnung soll man bei s = 2 D setzen:
x = 5 bis 6 für Auspuffmaschinen mit Expansionssteuerung,
x = 5 bis 5,5 für Einzylinder-Kondensmaschinen ohne Heizung,
x = 4,2 bis 4,5 für Einzylinder-Kondensmaschinen mit Heizung,
x = 4,0 bis 4,2 für Zweizylinder-Auspuffmaschinen,
x = 3,5 bis 4,0 für Zweizylinder-Kondensmaschinen.
Falls s von dem Werte 2 D erheblich abweicht, ist $C_i''$ mit nachstehenden Werten zu multiplizieren:

Endlich ist der Dampflässigkeitsverlust

$$C_i''' = \sim \frac{8{,}8}{\sqrt{N_i \cdot c}} + \frac{1}{2\,c},$$

wo $N_i \cdot c = \frac{N_i}{c} \cdot c^2$ ist und man $\frac{N_i}{c}$ aus Tabelle IV, Anhang, entnehmen kann.

141. Wie groß ist hiernach der **gesamte Dampfverbrauch pro Pferdekraft und Stunde?**

Es ist:

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''.$$

Wobei jedoch zu beachten ist, daß für mitgerissenes Wasser noch ein Zuschlag von 4 : 10 vH. zu machen ist.

142. Wie erhält man dann den **gesamten Dampfverbrauch C der Maschine pro Stunde?**

Indem man $C_i$ mit $N_i$ multipliziert. Es ist demnach:

$$C = C_i \cdot N_i.$$

143. Darf man die Kesselspeisepumpe für dies berechnete Dampfquantum nun ohne weiteres bauen?

Nein, die Pumpe ist für das 2 bis 3fache Wasserquantum, d. h. für das 2 bis 3fache Gewicht des stündlich verbrauchten Dampfes zu berechnen.

144. Welches ist der Grund für diese Vergrößerung der Pumpenleistung?

Die Pumpe muß imstande sein, bei niedrigstem Wasserstande mehr Wasser in den Kessel zu speisen, als verbraucht wird. Außerdem ist auch der Wirkungsgrad der Pumpe bei eventl. angewärmtem Wasser sehr niedrig.

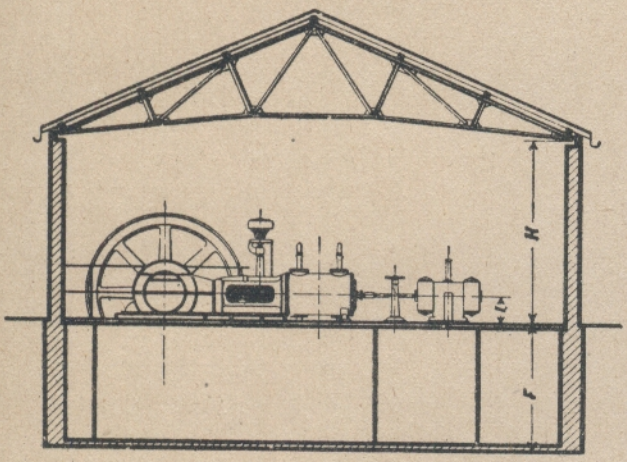
| $\frac{s}{D} = 1$ | 1,25 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,82 | 0,87 | 0,91 | 1,0 | 1,08 | 1,15 | 1,29 | 1,41 |

Für Heißdampfmaschinen setzt man bei mäßiger Überhitzung bis t + 120° für Einzylindermaschine 0,1 $C_i''$, für Zweizylindermaschine 0,2 $C_i''$; bei hoher Überhitzung bis t + 160° für Einzylindermaschine 0,05 $C_i''$, für Zweizylindermaschine 0,1 $C_i''$.

## Anwendungsgebiet der Einzylindermaschine und Größenverhältnisse.

145. Was ist über das Anwendungsgebiet der Einzylinder-Wechselstrom-Dampfmaschinen mit und ohne Kondensation zu sagen?

Man wendet die Einzylinder-Maschine dort an, wo es sich um kleinere Leistungen handelt und wird dann von 30 PS. an mit Heißdampf und Kondensation arbeiten. Wird jedoch der Abdampf zu Heiz- oder Fabrikationszwecken benutzt, so daß die Maschine eigentlich nur ein kraftspendendes Reduzierventil ist, so wird Auspuffbetrieb zu wählen sein.



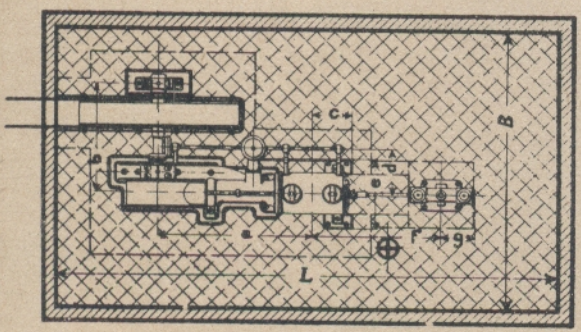




Fig. 55.

Sobald mehr als $^1/_4$ des Abdampfes der Maschine zu Heizzwecken verwendet wird, bietet die Anwendung von Kondensation keine Vorteile mehr. Nebenstehende Tabelle, entsprechend Fig. 55, gibt die Größenverhältnisse und Dampfverbrauchsdaten von Einzylinder-Wechselstrom-Dampfmaschinen der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vormals Starke & Hoffmann, Hirschberg i. Schl., wieder.

## Tabelle über Hauptabmessungen von Einzylinder-Dampfmaschinen.

| Zylinderdurchmesser mm | Hub mm | Dampfrohr Zuleitung mm | Dampfrohr Ableitung mm | Wasserrohr Zuleitung mm | Wasserrohr Ableitung mm | Schwungrad Durchmesser mm | Schwungrad Breite bzw. Seilzahl | Maße in Millimeter a | b*) | c | d | e | f | g | F | l | Maße für normales Maschinenhaus Länge mm**) | Breite mm | Höhe mm | h mm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 300 | 500 | 70 | 90 | 55 | 80 | 2500 | 250 | 2590 | 1750 | 590 | 740 | 1225 | 2250 | 600 | 2370 | 550 | 7300 | 3750 | 3000 | 1000 |
| 325 | 600 | 80 | 100 | 60 | 100 | 3000 | 300 | 2870 | 1950 | 650 | 800 | 1350 | 2400 | 625 | 2400 | 550 | 8200 | 4000 | 3000 | 1150 |
| 350 | 600 | 85 | 110 | 70 | 120 | 3000 | 380 | 2890 | 2000 | 670 | 825 | 1375 | 2400 | 650 | 2450 | 550 | 8200 | 4000 | 3000 | 1150 |
| 375 | 700 | 95 | 115 | 80 | 150 | 3500 | 5 Seile à 50 | 3200 | 2200 | 700 | 925 | 1500 | 3000 | 800 | 2500 | 550 | 9600 | 4800 | 3500 | 1175 |
| 400 | 700 | 100 | 130 | 90 | 150 | 3500 | 6 „ | 3235 | 2300 | 720 | 940 | 1550 | 3000 | 825 | 2600 | 550 | 9600 | 4800 | 3500 | 1175 |
| 425 | 800 | 110 | 140 | 100 | 175 | 4000 | 6 „ | 3650 | 2400 | 750 | 1000 | 1575 | Kondensation vom Kurbelzapfen aus betrieben | | 2700 | 550 | 10700 | 5000 | 4000 | 1200 |
| 475 | 900 | 125 | 160 | 110 | 175 | 4200 | 8 „ | 4150 | 2500 | 840 | 1100 | 1600 | | | 2890 | 600 | 11800 | 5100 | 4000 | 1300 |
| 550 | 1000 | 150 | 200 | 125 | 200 | 4500 | 9 „ | 4560 | 2600 | 925 | 1100 | 1625 | | | 3000 | 600 | 13000 | 5500 | 4500 | 1500 |
| 600 | 1100 | 170 | 225 | 150 | 250 | 4570 | 10 „ | 4895 | 2900 | 1025 | 1225 | 1950 | | | 3200 | 650 | 14000 | 5800 | 4500 | 1700 |

*) Bei Rückwärtsbetrieb vergrößert sich dieses Maß um 500 mm.
**) Bei Wegfall der hinten oben liegenden Kondensation wird dieses Maß um den Wert von h kleiner.

## Einzylinder-Dampfmaschinen mit Ventilsteuerung.

| Zylinderdurchmesser mm | Hub mm | Tourenzahl pro Min. | Indizierte Leistung bei 9½ at Anfangsspannung normal P. S. | Indizierte Leistung bei 9½ at Anfangsspannung maximal P. S. | Dampfverbrauch bei Normalleistungen pro P. S. i und Stunde bei 9½ at ohne Kondens. Sattdampf | ohne Kondens. Heißdampf 300° C | mit Kondens. Sattdampf | mit Kondens. Heißdampf 300° C | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 300 | 500 | 130 | 60 | 75 | 10,1 | 7,7 | 8,5 | 6,6 | Kondensation über Flur |
| 325 | 600 | 125 | 83 | 104 | 10,0 | 7,6 | 8,4 | 6,6 | |
| 350 | 600 | 120 | 93 | 118 | 9,9 | 7,5 | 8,3 | 6,5 | |
| 375 | 700 | 115 | 118 | 148 | 9,8 | 7,4 | 8,2 | 6,4 | |
| 400 | 700 | 110 | 130 | 162 | 9,7 | 7,3 | 8,0 | 6,25 | Kondensation unter Flur |
| 425 | 800 | 105 | 160 | 200 | 9,5 | 7,2 | 7,8 | 6,1 | |
| 475 | 900 | 100 | 212 | 265 | 9,2 | 7,0 | 7,6 | 5,9 | |
| 550 | 1000 | 95 | 298 | 372 | 8,9 | 6,8 | 7,4 | 5,75 | |
| 600 | 1100 | 90 | 372 | 465 | 8,8 | 6,7 | 7,3 | 5,7 | |

Die indizierte Leistung bei den verschiedenen Dampfspannungen ergibt sich aus der Formel:

$$\text{Leistung in P. S. i} = \frac{\text{Kolbenfläche in qcm} \times \text{Hub in m} \times \text{Tourenzahl}}{30 \times 75} \times p_i$$

Die Werte für $p_i$ (mittl. Dampfspannung) sind aus folgender Tabelle zu entnehmen:

| at | 5½ | 6½ | 7½ | 8½ | 9½ | 10½ | 11½ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $p_i$ normal | 2,35 | 2,57 | 2,75 | 2,92 | 3,06 | 3,18 | 3,28 |
| $p_i$ maximal | 2,82 | 3,14 | 3,4 | 3,64 | 3,85 | 4,05 | 4,3 |

Die effektive Leistung ist 10 vH. geringer als die indizierte Leistung.

Die Maschinen vorstehender Tabelle sind für 10 at Kesselspannung und einen Ungleichförmigkeitsgrad 1 : 100 gebaut.

# Einzelteile der Einzylinder-Wechselstrommaschine.

## Der Bajonettrahmen.

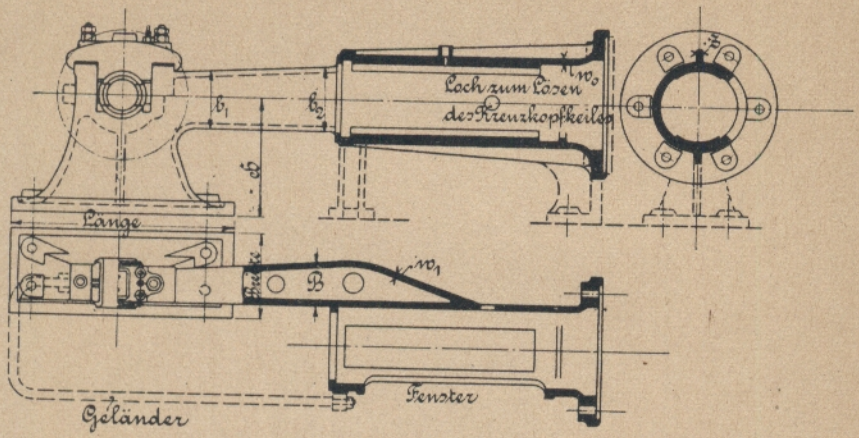



Fig. 56.

146. Was ist über die Weite des Führungsrahmens zu sagen?

Die Weite muß so bemessen sein, daß die Pleuelstange bei größtem Ausschlage noch 20 mm Luft hat.

147. Was ist hinsichtlich der Gleitfläche zu beachten?

Die Gleitfläche muß etwas kürzer als der Hub des Kreuzkopfes sein, damit der Kreuzkopf auslaufen kann und sich kein Ansatz auf der Gleitbahn bildet.

148. Was ist über den Balken (das Bajonett) zu sagen?

Der Balken ist als rechteckiger Hohlkörper herzustellen und unten mit einigen Löchern zur Entfernung des Kernsandes zu versehen.

149. Welche Abmessungen kann man für den Rahmen annähernd zugrunde legen?

Wenn s = Hub der Maschine in Zentimeter ist, so macht man die Wandstärke des Führungsrahmens

$$w_0 = 0{,}014\,s + 1 \text{ cm}.$$

An den Gleitstellen gibt man 10 mm zu.

Wandstärke des Bajonettes

$$w_1 = 0{,}015\ s + 1{,}5 \text{ cm}.$$

Höhe des Bajonettes am Lager

$$b_1 = 0{,}32\ s + 3{,}5 \text{ cm}.$$

Höhe am Rahmen

$$b_2 = 0{,}38\ s + 4 \text{ cm}.$$

Verstärkungsrippe des Führungsrahmens

$$z = 0{,}05\ s + 1 \text{ cm}.$$

Höhe von Mitte Welle

$$H = 0{,}55\ s + 15 \text{ cm}.$$

Breite des Bajonettes am Führungsrahmen

$$B = 0{,}33\ s + 6 \text{ cm}.$$

Am Lager richtet sich die Breite des Bajonettes nach der Länge der Lagerschale.

150. Für welchen Druck bestimmt man die Abmessungen des Hauptlagers?

Man berechnet das Lager für einen Druck A, welchen man bestimmt aus:

$$A \cdot b - P \cdot (a + b) = 0, \text{ also}$$

$$A = \frac{P \cdot (a + b)}{b} \text{ (Fig. 57)}$$

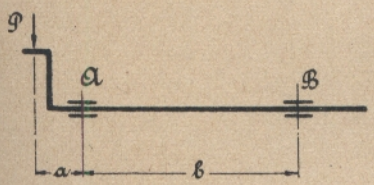


Fig. 57.

Wobei zu beachten ist, daß der Lagerfuß so zu bemessen ist, daß die Pressung des Fundamentes nur 2 kg/qcm beträgt. Als Annäherungswert kann man setzen: Länge des Fußes $C = 2{,}15\ D + 1{,}4$ cm und Breite desselben $1{,}12\ D + 3$ cm, wenn $D$ = Zylinderdurchmesser in Zentimetern ist.

151. Was ist über die Unterstützung des Bajonettrahmens zu sagen?

Bei kleineren Maschinen erhält der Führungsrahmen vorne einen Fuß, und der Dampfzylinder hängt frei (Fig. 58), bei Maschinen bis 700 mm Hub erhält der Dampf-

Bem. Berechnung des Lagers vgl. Kahle, »Maschinen-Elemente«, Heft 6.

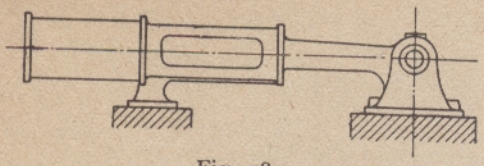


Fig. 58.

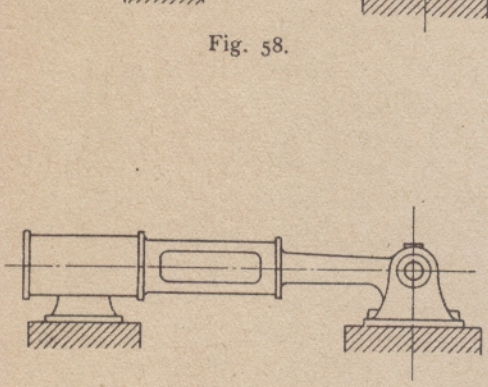


Fig. 59.

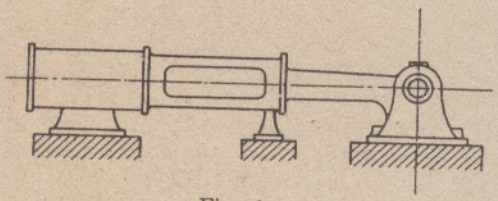


Fig. 60.

zylinder einen Fuß, und der Fuß am Rahmen fällt fort (Fig. 59). Bei Maschinen über 700 mm Hub erhält der Zylinder einen Fuß und ebenso der Rahmen am hinteren Ende (Fig. 60). Vielfach läßt man auch bei großen Maschinen den ganzen Rahmen mit dem Lager zusammen aufliegen und versieht den Zylinder noch extra mit Fuß.

Bei ganz kleinen Maschinen mit gekröpfter Kurbelwelle läßt man auch meistens Lager und Führungsrahmen zusammen aufliegen und hängt den Zylinder frei an (Fig. 61, 61a und 61b). Die letzten beiden Figuren stellen Rahmen der Sundwiger Eisenhütte Maschinenbau A. G., Sundwig, Kr. Iserlohn, dar.

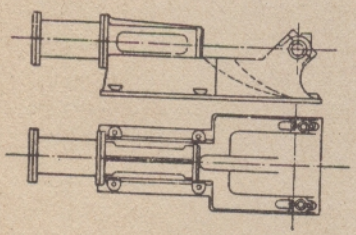


Fig. 61.

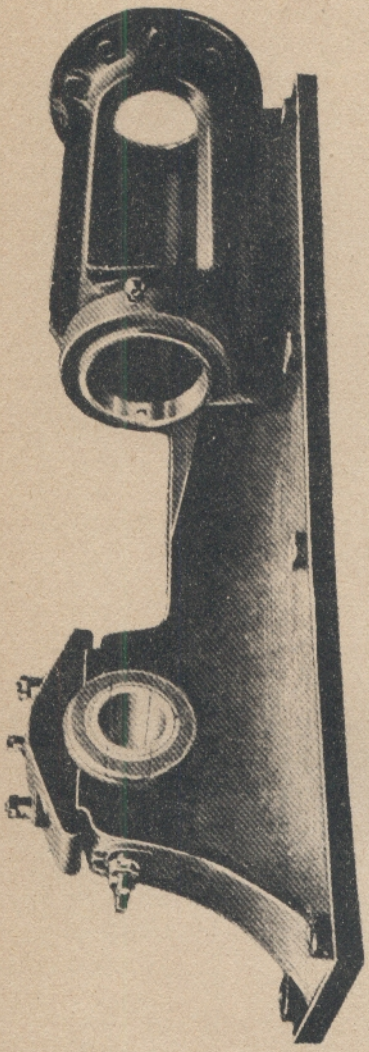


Fig. 61a. Rahmen für einkurbelige Maschine.

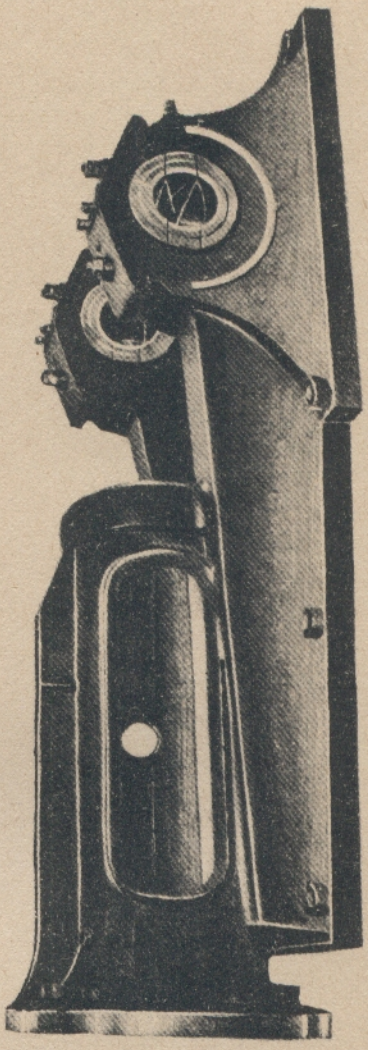


Fig. 61b. Rahmen für Kröpfkurbel.

152. Wie erhält man die Länge des Rahmens?

Die Länge des Rahmens richtet sich nach dem Verhältnis

$$\lambda = \frac{\text{Kurbelradius}}{\text{Länge der Schubstange}} = \frac{r}{l}$$

Normal ist dies Verhältnis 1 : 4 bis 1 : 5.

153. Welche Abmessungen erhalten die Fundamentanker des Rahmens?

Man wählt, wenn s der Hub der Maschine ist, für

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| s = 200 mm | $\delta$ = | $^3/_4$" | engl., | wenn D = | 120 |
| s = 300 „ | „ = | $^7/_8$" | „ | „ „ = | 190 |
| s = 400 „ | „ = | $1\,^1/_8$" | „ | „ „ = | 250 |
| s = 500 „ | „ = | $1\,^1/_4$" | „ | „ „ = | 300 |
| s = 600 „ | „ = | $1\,^1/_4$" | „ | „ „ = | 350 |
| s = 700 „ | „ = | $1\,^3/_8$" | „ | „ „ = | 400 |
| s = 800 mm | $\delta$ = | $1\,^1/_2$ bis 2" | „ | „ „ = | 450 |
| s = 900 „ | „ = | $1\,^5/_8$ „ 2" | „ | „ „ = | 500 |
| s = 1000 „ | „ = | $1\,^5/_8$ „ $2\,^1/_4$" | „ | „ „ = | 550 |
| s = 1100 „ | „ = | $1\,^3/_4$ „ $2\,^3/_8$" | „ | „ „ = | 600 |
| s = 1200 „ | „ = | 2 „ $2\,^1/_2$" | „ | „ „ = | 700 |

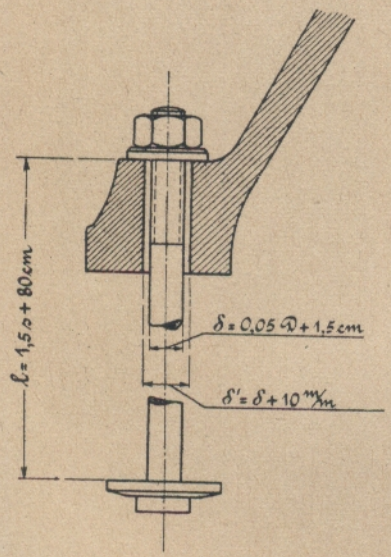



Fig. 62.

Man kann auch setzen Ankerdurchmesser

$$\delta = 24 + \frac{D \text{ mm}}{40}$$

und Ankerlänge

$$l = 3{,}5\ D \text{ bis } 7\ D.$$

Ganze Tiefe des Fundamentes

$$4{,}5\ D \text{ bis } 9\ D.$$

Fig. 63a bis 63e gibt die Fundamentzeichnung einer Einzylindermaschine, 300 Zylinder-Durchmesser und 500 Hub, von der Maschinenfabrik Buckau, Abteilung Röhrig & König, Magdeburg, wieder.

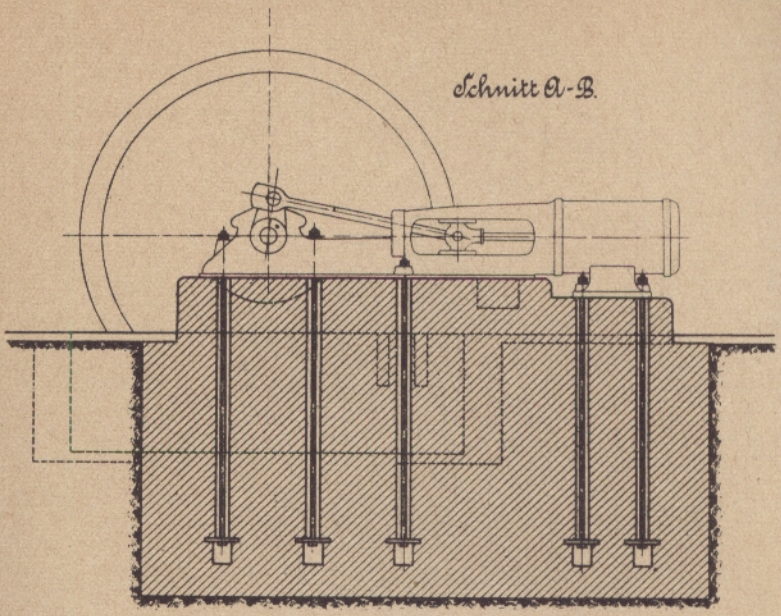



Fig. 63a.

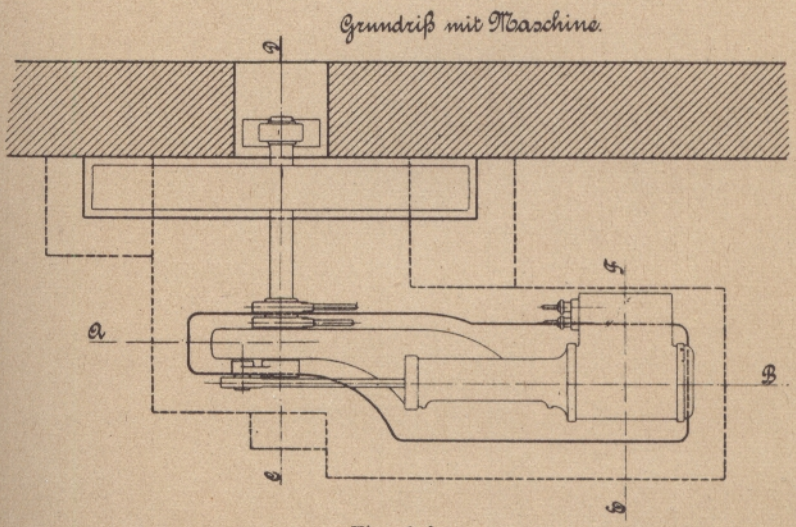



Fig. 63b.

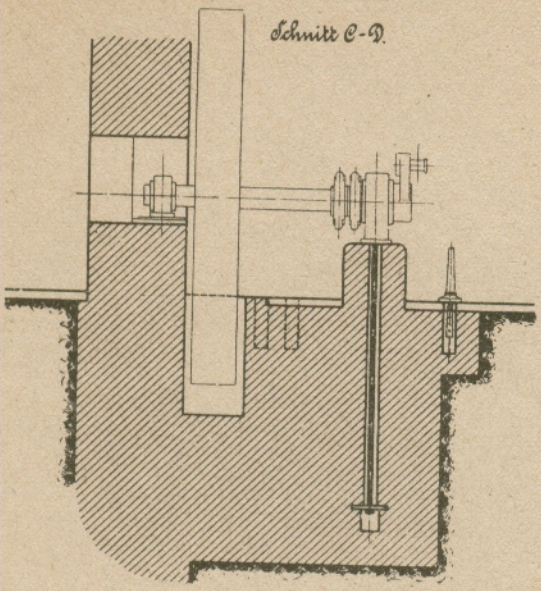



Fig. 63c.

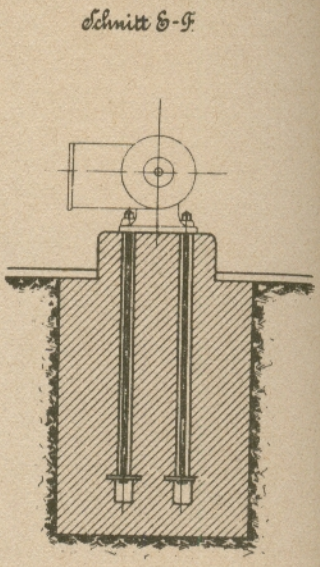



Fig. 63d.

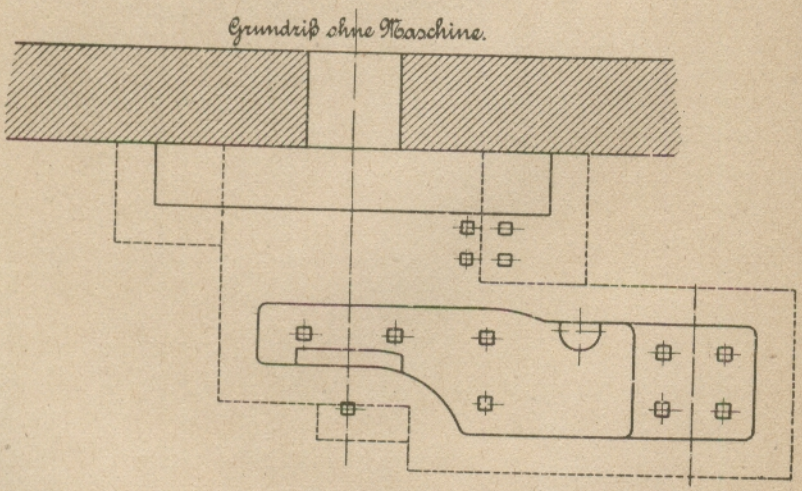



Fig. 63e.

## Rahmen der stehenden Maschine.

154. Wie sieht der Rahmen oder das Gestell der stehenden Dampfmaschine aus?

Bei den stehenden, sogenannten Hammermaschinen, findet man zwei Ausführungen, und zwar entweder das ganze Gestell aus Gußeisen mit runder oder auch prismatischer Kreuzkopfführung (Fig. 64), oder die hintere Tragwand aus Gußeisen mit gerader Führung des Kreuzkopfes und nach vorne schmiedeeiserne Stützen (Fig. 65 und Fig. 14).

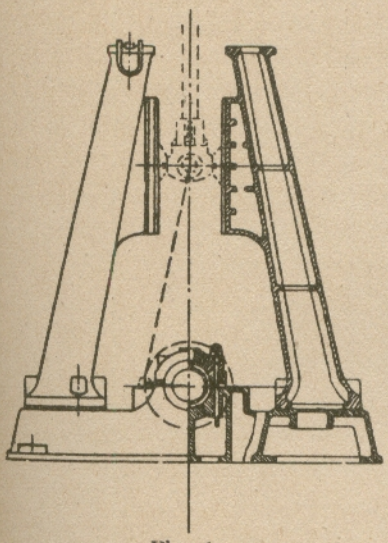


Fig. 64.

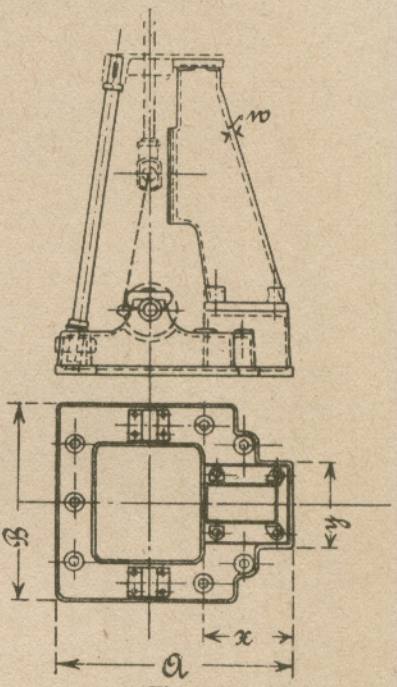



Fig. 65.

155. Welche Abmessungen erhält der Rahmen der stehenden Dampfmaschine?

Wenn s der Hub der Maschine ist, so wählt man die Wandstärke des kastenförmigen Querschnittes

$$w = 0{,}014\, s + 1{,}3 \text{ cm}.$$

156. Was ist über die Größe des Fußes zu sagen?

Die Länge x des Fußes (Fig. 65) macht man 2 D bis 1,5 D (für kleine Maschinen gilt der größere Wert).

Die Breite wählt man $y \geq \frac{x}{2}$.

157. Was ist über die Höhe des Rahmens zu sagen?

Normal setzt man das Verhältnis $\lambda = \frac{\text{Kurbelradius}}{\text{Länge der Pleuelstange}} = \frac{r}{l} = \frac{1}{5}$, und erhält dann die Höhe des Rahmens aus der Konstruktion.

158. Was ist über die Tourenzahl der Maschinen zu sagen?

Die Tourenzahlen sind bei stehenden Maschinen höher als bei liegenden Maschinen gleicher Stärke zu nehmen. Vgl. Frage 127.

159. Welche Steuerung wendet man bei stehenden Maschinen an?

In den meisten Fällen wendet man Schiebersteuerungen an, seltener Ventilsteuerungen, und zwar letztere lediglich bei hoher Überhitzung an dem Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen. Häufig versieht man den Hochdruckzylinder aber auch mit einem kombinierten Rider-Kolbenschieber, besonders bei Überhitzung bis 250° C.

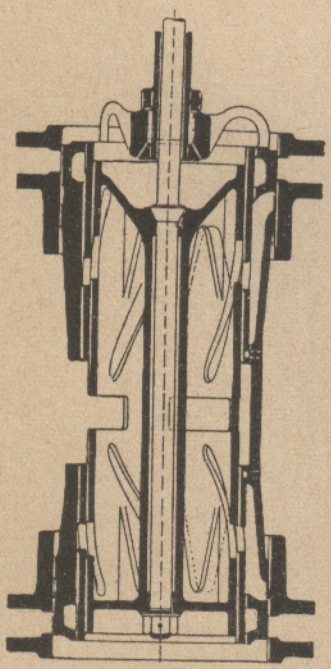


Fig. 66.

Fig. 66 stellt einen kombinierten Rider-Kolbenschieber der Maschinenbau - Aktien - Gesellschaft vorm. Starke & Hoffmann, Hirschberg i. Schlesien, dar (vgl. Heft 5 und 6).

160. Wie ist dieser Schieber konstruiert?

Derselbe besteht aus einem Verteilungs- und einem Expansionsschieber, welche beide wegen ihrer naturgemäßen vollständigen Entlastung leicht vom Regulator verstellt werden können. Fig. 66a gibt eine stehende Verbundmaschine mit dieser Steuerung am Hochdruckzylinder wieder.

Dadurch, daß der Grundschieber vom Regulator beeinflußt wird, erhält jede Schieberfläche eine sogenannte Schleifbewegung, welche ein dauerndes Dichtbleiben der Schieber und dadurch dauernd gute Dampfökonomie gewährleistet.

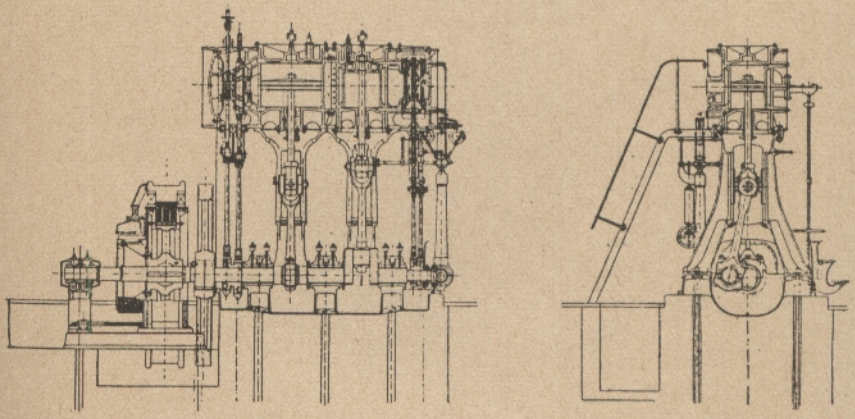


Fig. 66a.

Schnitte durch eine stehende Dampfdynamo von 500 PS. (Verbundmaschine für 250° Cels. Dampftemperatur am Hochdruckzylinder.)

## Der Dampfzylinder.

161. Was ist über das Verhältnis des Hubes s zum Durchmesser D des Zylinders zu sagen?

Man wählt bei normalen liegenden Einzylindermaschinen:

$$\frac{s}{D} = 1{,}8 \text{ bis } 2;$$

bei liegenden mehrfachen Expansionsmaschinen:

$$\frac{s}{D} = 0{,}9 \text{ bis } 1{,}4,$$

wenn die mittlere Kolbengeschwindigkeit c = 1,5 bis 2 m ist.

Bei stehenden Einzylindermaschinen setzt man:

$$\frac{s}{D} = 1 \text{ bis } 1{,}5;$$

bei stehenden mehrfachen Expansionsmaschinen:

$$\frac{s}{D} = 0{,}5 \text{ bis } 0{,}8,$$

wenn c = 1,5 bis 2,5 m ist.

Bei Schnelläufern wählt man bei liegenden Maschinen:

$$\frac{s}{D} = 0{,}9 \text{ bis } 1{,}3,$$

bei stehenden Maschinen:

$$\frac{s}{D} = 0{,}5 \text{ bis } 1{,}2,$$

wenn c = 2 bis 3 m/Sek. ist.

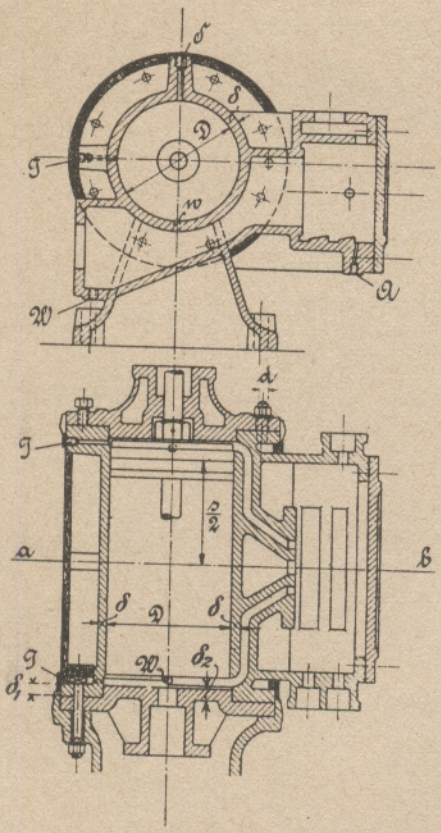


Fig. 67

162. Wie erhält man die Wandstärke des Zylinders?

Man setzt bei stehend gegossenen Zylindern die Wandstärke

$$\delta = \frac{D}{50} + 13 \text{ mm},$$

wenn D der Zylinderdurchmesser in Millimetern ist (Fig. 67).

Bei liegend gegossenen Maschinen setzt man:

$$\delta = \frac{D}{40} + 15 \text{ mm}.$$

Bei stehenden vertikalen Dampfmaschinen kann man die Wandstärke 10 vH. schwächer wählen. Für die Flanschen wählt man

$$\delta_1 = 1{,}25\,\delta \text{ bis } 1{,}4\,\delta$$

163. Wie erhält man die Anzahl der Deckelschrauben?

Man wählt die Anzahl der Deckelschrauben

$$i = 4 + \frac{D}{80},$$

wo D in Millimeter zu setzen ist; oder man setzt auch

$$i = 2 + \frac{D}{50}.$$

Hierbei ist zu beachten, daß die größte Entfernung der Schrauben 150 mm sein darf.

164. Was ist über die Stärke der Schrauben zu sagen?

Überschläglich kann man den Schraubendurchmesser

$$d = \frac{D_{cm}}{40} + 1{,}5 \text{ cm}$$

setzen. Genauer vgl. Beispiel.

165. Wie stark ist der Zylinderdeckel zu wählen?

Annäherungsweise wählt man die Deckelstärke

$$\delta_2 = 0{,}035\, D_{cm} + 1{,}3 \text{ cm}.$$

Genauer ist

$$\delta_2 = \frac{D_{cm}}{2}\sqrt{\frac{p}{k}},$$

wo p = dem Admissionsdruck in kg/qcm und k = 250 ÷ 300 kg zu setzen ist. Ableitung der Formel siehe Beispiel.

Der Deckel greift in den Zylinder ein Stück ein, man kann hier setzen

$$0{,}1\, D + 0{,}5 \text{ cm}.$$

Die Aufbohrung für den Deckel beträgt 10 bis 15 mm. Den äußeren Durchmesser des Deckels und der Zylinderflanschen macht man 1,2 D + 12 cm.

## Der Schieberkasten.

166. Welche Wandstärke erhält der Schieberkasten?

Siehe Fig. 70.

Annäherungsweise setzt man die Wandstärke des Schieberkastens

$$s_2 = 0{,}75\ \delta \text{ bis } \delta,$$

wenn $\delta$ = Zylinderwandstärke. Die Flanschen des Kastens und des Deckels macht man $s_3 = 1{,}5\ s_2$.

167. Welche Abmessungen erhält der Schieberkastendeckel?

Nimmt man an, daß der Bruch in der Diagonale erfolgt, so ist das Biegungsmoment der die Hälfte belastenden Kraft

$$M_{b_2} = \frac{P}{2} \cdot \xi.$$

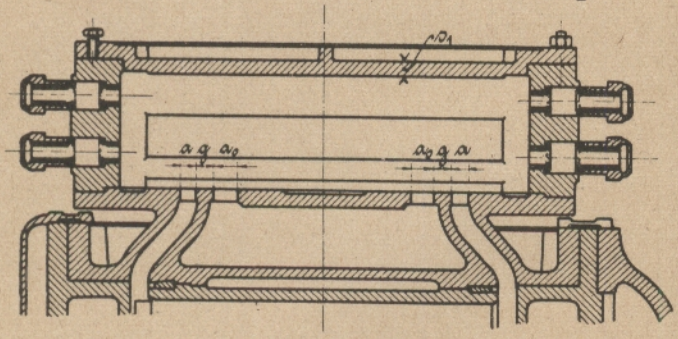



Fig. 68.

Hier ist $\xi = \frac{c}{3}$ der Schwerpunktsabstand. Das Moment, welches der Auflagerdruck in entgegengesetzter Richtung erzeugt, greift in der Mitte der Seiten a und b an, es ist also

$$M_{b_1} = \frac{P}{2} \cdot \frac{c}{2};$$

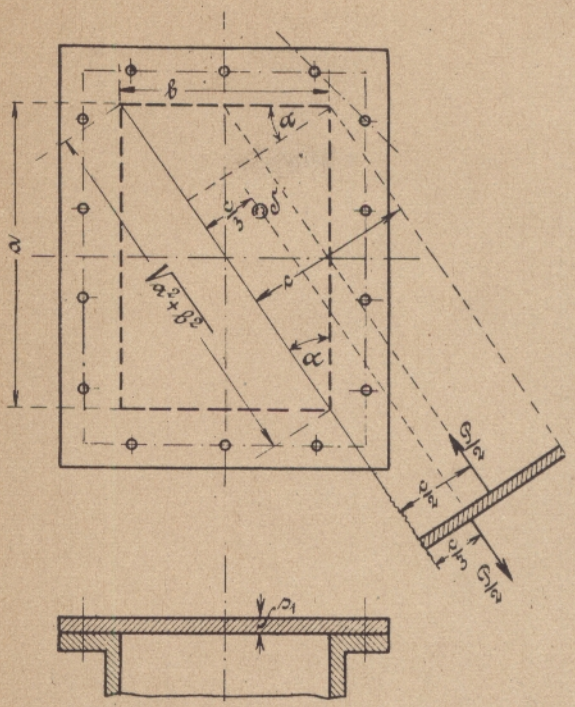


Fig. 69.

demnach das Gesamtmoment:

$$M_b = M_{b_1} - M_{b_2} = \frac{P}{2} \cdot \frac{c}{3} - \frac{P}{2} \cdot \frac{c}{2} = \frac{P \cdot c}{12}.$$

Setzt man Projektion der Fläche mal Flächenpressung gleich der Belastung, so ist

$$P = a \cdot b \cdot p,$$

wenn p der Dampfüberdruck im Schieberkasten in at ist und a und b in cm eingeführt werden.

Da nun

$$\cos \alpha = \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}}$$

sowie

$$\cos \alpha = \frac{c}{b}$$

ist, so folgt

$$\frac{c}{b} = \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}}$$

bzw.

$$c = \frac{a \cdot b}{\sqrt{a^2 + b^2}}.$$

Mithin ist

$$M_b = \frac{a \cdot b \cdot p}{2} \cdot \frac{a \cdot b}{3\sqrt{a^2 + b^2}} - \frac{a \cdot b \cdot p}{2} \cdot \frac{a \cdot b}{2\sqrt{a^2 + b^2}}$$

$$M_b = \frac{1}{12} \frac{a^2 \cdot b^2 \cdot p}{\sqrt{a^2 + b^2}}.$$

Da nun das Widerstandsmoment $W = \frac{1}{6}\sqrt{a^2 + b^2} \cdot s_1^2$ ist, so folgt

$$\frac{1}{12} \frac{a^2 \cdot b^2 \cdot p}{\sqrt{a^2 + b^2}} = \frac{1}{6}\sqrt{a^2 + b^2} \cdot s_1^2 \cdot k_b$$

bzw. mit einem Koeffizienten $\varphi = 0{,}75$ bis $1{,}25$ normal 1 erweitert:

$$k_b = \frac{1}{2} \varphi \cdot \frac{p \cdot a^2 \cdot b^2}{(a^2 + b^2) \cdot s_1^2}.$$

Zur Entwicklung:

$$k_b = \frac{1}{12} \cdot \frac{a^2 \cdot b^2 \cdot p}{\sqrt{a^2 + b^2}} \cdot \frac{6}{\sqrt{a^2 + b^2} \cdot s_1^2}$$

Hier ist $\sqrt{a^2 + b^2} \cdot \sqrt{a^2 + b^2} = \left(\sqrt{a^2 + b^2}\right)^2 = a^2 + b^2$.

Hier darf $k_b = 200 \div 300$ kg/qcm sein.

Will man die Wandstärke bestimmen, so ist:

$$s_1 = \sqrt{\frac{1}{2}\varphi \cdot \frac{p}{k_b} \cdot \frac{a^2 \cdot b^2}{(a^2 + b^2)}}.$$

Setzt man statt $\frac{1}{2}$ den Wert $\frac{2}{4}$ und statt $\frac{a^2 b^2}{a^2 + b^2}$, indem man Zähler und Nenner durch $a^2$ dividiert, den Wert

$$\frac{b^2 \cdot \frac{a^2}{a^2}}{\frac{a^2}{a^2} + \frac{b^2}{a^2}} = \frac{b^2}{\frac{a^2}{a^2} + \frac{b^2}{a^2}} = \frac{b^2}{1 + \frac{b^2}{a^2}},$$

so erhält man

$$s_1 = \sqrt{\frac{2\varphi}{4} \cdot \frac{p}{k_b} \cdot \frac{b^2}{1 + \frac{b^2}{a^2}}} = \frac{b}{2}\sqrt{\frac{2\varphi}{1 + \frac{b^2}{a^2}} \cdot \frac{p}{k_b}}$$

also $$s_1 = 0{,}5 \cdot b \sqrt{\frac{2\varphi}{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2} \cdot \frac{p}{k_b}}$$

Meistens setzt man, um sicher zu gehen, statt der vom Dampf gedrückten Fläche die Fläche zwischen den Schrauben.

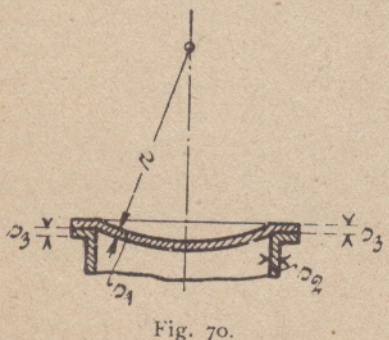


Fig. 70.

Bei nach innen gewölbtem Deckel für kleine Maschinen wählt man am besten die Stärke $s_1$ und untersucht dann, ob die gewählte Wandstärke der zulässigen Beanspruchung entspricht. *)

Es muß sein $k = \frac{2r \cdot p}{2 s_1}$, wo k etwa 200 ÷ 300 kg sein darf, wenn r der Radius der Wölbung in Zentimeter, $s_1$ die gewählte Stärke

*) Für einen Streifen von 1 cm Breite ist annähernd

$$\frac{2 \cdot r \cdot l}{2} \cdot p = s_1 \cdot l \cdot k, \text{ woraus } k = \frac{2 \cdot r \cdot p}{2 s_1}$$

Ableitung wie beim Zylinderdeckel Seite 92. $^1/_4$ jedes Stückes kommt für die Belastung in Frage. $\frac{a^2}{4} \cdot p = s_1^2 \cdot k$.

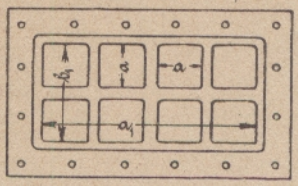


Fig. 71.

168. Welche Abmessungen erhalten die Schrauben, und was ist über die Anordnung derselben zu sagen?

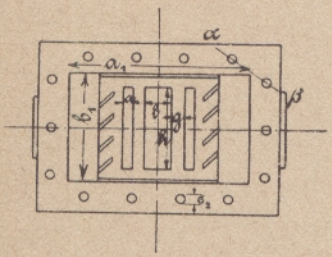


Fig. 71a.

169. Welchen Durchmesser d gibt man annähernd der **Schieberstange?**

170. Welche Abmessungen gibt man den **Stopfbüchsen?**

in Zentimeter und p der Dampfüberdruck im Kasten ist.

Bei Deckeln mit Rippen nimmt man auch am besten $s_1$ an und kontrolliert nach der Formel

$$k = \frac{1}{4} \frac{a^2}{s_1^2} \cdot p,$$

wenn a das quadratische Feld zwischen den Rippen ist, oder man rechnet nach der für glatte Deckel aufgestellten Formel, wo $a_1$ und $b_1$ einzuführen ist (Fig. 71).

Man berechnet den Gewindedurchmesser der Schrauben nach den Regeln der Festigkeit. Allgemein ist $P = 0{,}5\, k_z \cdot d^2$.*)

Überschlagsweise kann man den Durchmesser der Schrauben annehmen zu

$$\sigma_2 = 0{,}035\ D_{cm} + 0{,}6 \text{ cm}.$$

Die Entfernung soll 100 : 130 mm sein. Die Verbindungslinie $\alpha\,\beta$ der Schrauben an den Ecken darf nicht in den Raum a b fallen (Fig. 71a).

Man wählt

$$d = 0{,}8\ D_{cm} \text{ bis } 0{,}14\ D_{cm}.$$

Man wählt für die Packung eine lichte Weite

$$s = 0{,}65\sqrt{d} \text{ bis } 0{,}8\sqrt{d}$$

erhält also $d_1 = d + 2 \cdot s$ und berechnet die Schrauben für den dreifachen Druck. Indem man als gedrückte Fläche den von der

*) Berechnung der Schrauben, siehe Kahle, »Maschinen-Elemente«, Heft 2.

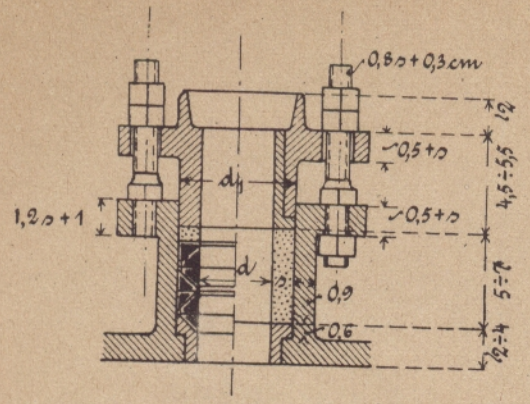



Fig. 72.

s = der Einheit = $0{,}6\sqrt{d} + 0{,}4$ cm = Stärke der Packung. Schraubenzahl = $\frac{d_{cm}}{9} + 2$.

Die größeren Zahlen gelten für horizontale Stangen, die kleineren Zahlen für vertikale.

Packung ausgefüllten Kreisring betrachtet, ist:

$$\left(\frac{\pi}{4} d_1^2 - \frac{\pi\, d^2}{4}\right) p = 120\,\delta^2 \cdot i$$

bis $150\,\delta^2 \cdot i$,

wenn $\delta$ = Schraubendurchmesser und i = Anzahl der Schrauben ist. Die übrigen Abmessungen können aus der Fig. 72 entnommen werden, für welche als Einheit der Wert s festgelegt ist.

171. Welche Abmessungen erhält das **Dampfzuleitungsrohr?**

Für das Zuleitungsrohr setzt man bei kurzen Leitungen und kleinem Wasserabscheider vor der Maschine $f = \sim 0{,}03\ F \cdot c_{max}$. Bei großem Wasserabscheider $f = 0{,}02\ F \cdot c_{max}$.

Hier ist F die wirksame Kolbenfläche in Quadratmetern und $c_{max}$ die größte Kolbengeschwindigkeit in Metern. f = Rohrquerschnitt in Metern.

172. Welche Abmessungen erhält das **Ableitungsrohr?**

Die lichte Weite des Ableitungsrohres ist für eine mittlere Dampfgeschwindigkeit von $w = 15$ m/Sek. zu berechnen. Überschläglich ist $f = 0{,}05\ F \cdot c_{max}$.

173. Welchen Durchmesser wählt man für den Einlaßstutzen sowie für den Auslaßstutzen?

Man setzt für den Einlaß

$$\frac{\pi\, d_e^2}{4} \geq f,$$

wenn f der für die Leitung berechnete Dampfquerschnitt ist, und setzt für den Auslaßstutzen

$$d_a \geq d_e + 10 \text{ mm}.$$

# Beispiel.

Es ist eine Einzylinder-Wechselstrommaschine mit Auspuff und Muschelschieber, ohne Dampfmantel, zu berechnen für 6 Pferdestärken, effektiv, bei 7 Atmosphären absoluter Kesselspannung und annähernd $n = 120$ Touren pro Minute, bei einer konstanten Füllung von $\frac{s_1}{s} = 0{,}65$ und einem Ungleichförmigkeitsgrad für das Schwungrad von $\delta = \frac{1}{35}$. Der Hub der Maschine soll annähernd 2 D sein, wenn D = Zylinderdurchmesser ist, ferner sei das Verhältnis von Kurbelradius r zur Länge l der Pleuelstange $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{5}$.

## Berechnung.

**Kolbengeschwindigkeit.** Man bestimmt die Kolbengeschwindigkeit nach der Schmidtschen Formel (Frage 100) zu

$$c = \alpha \cdot (10 + \sqrt{N_e}).$$

Hier ist für normalen Gang nach Frage 101 $\alpha = 0{,}09$, mithin:

$$c = 0{,}09 \cdot (10 + \sqrt{16}) = 1{,}11 \text{ m/Sek.}$$

Dieser Wert ist etwas kleiner als der normale Wert der Tabelle I, Anhang, möge aber trotzdem beibehalten werden.

**Hub.** Es ist nach Frage 98 ferner $c = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60}$, woraus $s = \frac{60\,c}{2\,n}$, mithin unter Einführung der Werte:

$$s = \frac{60 \cdot 1{,}11}{2 \cdot 120} = 0{,}277 \text{ m}.$$

Gewählt $s = 275$ mm.

**Tourenzahl.** Die Tourenzahl der Maschine erhält man aus $c = \frac{2s \cdot n}{60}$ dann zu $n = \frac{60\,c}{2\,s}$. Setzt man die Werte ein, so ist

$$n = \frac{60 \cdot 1{,}11}{2 \cdot 0{,}275} = \sim 120 \text{ Touren/Min.},$$

welcher Wert sich mit der Aufgabe deckt.

**Admissionsdruck.** Es ist nun der Admissionsdruck

$$p = 0{,}9\,p_0 - 0{,}5$$

mithin, da die Kesselspannung $p_o = 7$ at. abs. gegeben war, so ist:

$$p = 0{,}9 \cdot 7 - 0{,}5 = 5{,}8 \text{ at. abs.}$$

Setzt man günstigere Verhältnisse voraus, so möge $p = 6$ at. abs. angenommen werden.

**Mittlerer Dampfdruck.** Der mittlere Dampfdruck $p_i$ ist nach Frage 78

$$p_i = p \cdot f - p' \cdot f'.$$

Hier ist $p = 6$ at.

Ferner nach Tabelle II für $\frac{s_1}{s} = 0{,}65$, $f = \frac{0{,}875 + 0{,}919}{2} = 0{,}897 \backsim 0{,}900$ und laut Schlußbemerkung $p' = 1{,}13$ at.

Ferner für $p = 6$ at abs. Einströmspannung $f' = 1{,}19$, bei einem schädlichen Raume $m = 0{,}05$, d. h. 5 vH. des Kolbenweges. Setzt man diese Werte ein, so ist:

$$p_i = 6 \cdot 0{,}900 - 1{,}13 \cdot 1{,}19 = 4 \text{ at.}$$

Nach Tabelle III ist für $p = 6$ at bei $\frac{s_1}{s} = 0{,}7$; $p_i = 4{,}38$ und bei $\frac{s_1}{s} = 0{,}5$ ist $p_i = 3{,}78$, mithin für $\frac{s_1}{s} = 0{,}65$ annähernd $p_i = \frac{4{,}38 + 3{,}78}{2} = 4{,}08$ at. Berücksichtigt man die Drosselung mit $\vartheta = 0{,}05$ so ist nach Tabelle VIII, Anhang, für $\frac{s_1}{s} = 0{,}65$ dann $f = \frac{0{,}925 + 0{,}883}{2} = 0{,}904$, ferner ist $f' = 1{,}013$. Mithin ist $p_i = 6 \cdot 0{,}904 - 1{,}13 \cdot 1{,}013 = 4{,}28$ at, so daß der berechnete Wert $p_i = 4{,}0$ at beibehalten werden kann.

**Kompression.** Sollte die Kompression des Vorderdampfes bis zur Einströmung nahezu durchgeführt werden, so ist der in Tabelle III angegebene Kompressionswert $\Delta$ von $p_i$ zu subtrahieren, es wird dann der Tabellenwert $p_i = 4{,}08$ um $\Delta = 0{,}23$ vermindert, so daß

$$p_i = 4{,}08 - 0{,}23 = 3{,}85 \text{ ist,}$$

welcher Wert von unserm berechneten Werte auch nicht zu sehr abweicht.

**Vorläufiger Wirkungsgrad $\eta_i$.** Den vorläufigen Wirkungsgrad $\eta_i$ Frage 97 kann man nur an Hand von Tabellen feststellen. Man bestimmt zu dem Zweck $\frac{N_e}{c} = \frac{6}{1{,}11} = 5{,}41$ und entnimmt aus Tabelle IV annähernd $\eta_i = 0{,}725$.

**Indizierte Pferdestärken.** Die indizierten Pferdestärken erhält man aus derselben Tabelle IV. Es ist für $\frac{N_e}{c} = 5$; $\frac{N_i}{c} = 6{,}9$ und für $\frac{N_e}{c} = 6$; $\frac{N_i}{c} = 8{,}2$. Demnach für $\frac{N_e}{c} = 5{,}5$ als arithmetisches Mittel $\frac{N_i}{c} = \frac{6{,}9 + 8{,}2}{2} = 7{,}5$ und für $\frac{N_e}{c} = 5{,}41$ annähernd $\frac{N_i}{c} = 7{,}2$, dann ist:

$$N_i = \frac{N_i}{c} \cdot c = 7{,}2 \cdot 1{,}11 = \sim 7{,}90 \text{ PS.}$$

**Kontrolle der effektiven Pferdestärken.** Die Anzahl der effektiven Pferdestärken erhält man dann rückwärts aus dem Wirkungsgrad und den indizierten Pferdestärken. Es ist nach Frage 97

$$\frac{N_e}{N_i} = \eta \text{ also } N_e = \eta N_i,$$

demnach $N_e = 0{,}725 \cdot 7{,}90 = 5{,}75 \text{ PS.} \sim 6 \text{ PS.}$

**Kolbenfläche.** Ohne Rücksicht auf die Kolbenstange ist nach Frage 95

$$F = \frac{75 \cdot N_i}{10000 \cdot p_i \cdot c} = \frac{75 \cdot 7{,}9}{10000 \cdot 4{,}0 \cdot 1{,}11} \text{ woraus } F = 0{,}0136 \text{ qm.}$$

Berücksichtigt man die Kolbenstange mit 2 vH., so ist die wirksame Kolbenfläche

$$1{,}02\,F = 1{,}02 \cdot 0{,}0136 = 0{,}0139 \text{ qm.}$$

**Zylinderdurchmesser.** Es ist nach Frage 96

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}02 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0139}{3{,}14}}.$$

Hieraus ist $D = 0{,}134$ m.

Gewählt $D = 140$ mm.

**Verhältnis $\frac{s}{D}$.** Es war der Hub $s = 270$ mm, nun ist der Zylinderdurchmesser $D = 140$ mm, mithin $\frac{s}{D} = \frac{275}{140} = 1{,}96$.

Da dieser Wert annähernd $= 2$ ist, wie in der Aufgabe vorgeschrieben, braucht eine Umrechnung von $p_i$ im Sinne der Umrechnungszahlen der Tabelle I (Rubrik rechts) nicht vorgenommen werden.

**Dampfverbrauch.** Es ist nach Frage 138

$$C = 0{,}42\, F_{qcm} \cdot c \cdot \gamma \cdot \frac{s_1 + s_0}{s}.$$

(In Frage 138 ist infolge der Zuschläge der Koeffizient 0,45 gesetzt.)

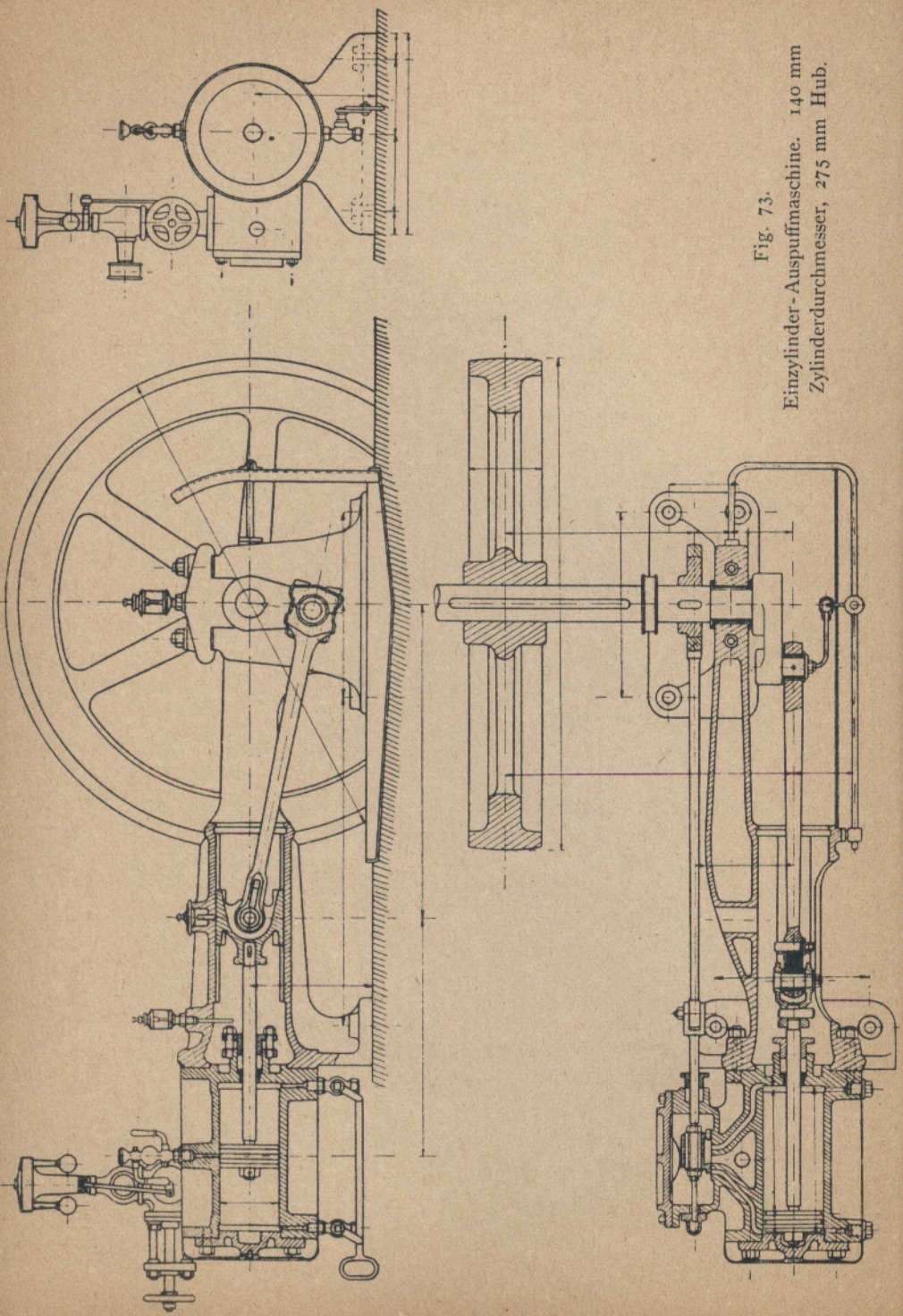


Fig. 73.
Einzylinder-Auspuffmaschine. 140 mm Zylinderdurchmesser, 275 mm Hub.

Hier ist nach Tabelle VI für 6 at; $\gamma = 3{,}164$, ferner ist $F = 153$ qcm, entsprechend $D = 14$ cm, $c = 1{,}11$ m, $s = 0{,}275$ m, $s_1$ bei 0,65 Füllung $= 0{,}65 \cdot 0{,}275 = 0{,}178$ m und $s_0$ bei 5 vH. schädlichem Raum $s_0 = 0{,}05 \cdot 0{,}275 = 0{,}01375$. Mithin ist:

$$C = 0{,}42 \cdot 153 \cdot 1{,}11 \cdot 3{,}164 \cdot \frac{0{,}178 + 0{,}01375}{0{,}275} = \sim 157 \text{ kg/Stunde.}$$

Bestimmt man C nach Frage 140 bis 142, so ist $C_i'$ für $\frac{s_1}{s} = 0{,}65$ und $p = 6$ at. nach Tabelle VII; $C_i' = 13{,}1$. Ferner ist $C_i'' = \frac{4{,}5}{\sqrt{c}} = \frac{4{,}5}{\sqrt{1{,}11}} = \frac{4{,}5}{1{,}054} = 4{,}27$. Endlich ist $C_i''' = \frac{8{,}8}{\sqrt{N_i \cdot c}} + \frac{1}{2c} = \frac{8{,}8}{\sqrt{7{,}9 \cdot 1{,}11}} + \frac{1}{2 \cdot 1{,}11} = 3{,}04$.

Es ist demnach:

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 13{,}1 + 4{,}27 + 3{,}04 = 20{,}41 \text{ pro PS u. Stunde.}$$

Der gesamte Dampfverbrauch ist demnach:

$$C = C_i \cdot N_i = 20{,}41 \cdot 7{,}9 = \sim 160 \text{ kg/Std.}$$

Man kann also mit einem gesamten Dampfverbrauch von 160 kg/Stunde rechnen. Die Pumpe wird demnach für $C = 2{,}5 \cdot 160 = 400$ kg/Stunde zu berechnen sein.

Der stündliche Dampfverbrauch, für den der Kessel zu berechnen ist, ist dann mit Rücksicht auf 4 bis 10 vH. Verlust durch mitgerissenes Wasser, mit 1,04 C bis 1,1 C zu veranschlagen, also mit 166,4 bis 176 kg/Std.

**Wandstärke des Zylinders.** Hier gibt die Festigkeitsrechnung zu schwache Werte. Man macht, wenn stehend gegossen

$$\delta = \frac{D}{50} + 13 \text{ mm} = \frac{140}{50} + 13 = 2{,}8 + 13 = \sim 16 \text{ mm,}$$

für liegend gegossen würde sein

$$\delta = \frac{D}{40} + 15 \text{ mm} = 3{,}5 + 15 = \sim 19 \text{ mm.}$$

**Wandstärke des Zylinderdeckels.** Hat man ebene Wandungen beim Zylinderdeckel, so werden diese durch den darauf lastenden Dampfdruck auf Biegung beansprucht. Es ist das im Schwerpunkte der halben Kreisfläche durch den Dampfdruck auftretende Moment

$$M_{b_1} = \left(\frac{r^2 \pi}{2} \cdot p\right) \cdot \frac{4}{3} \frac{r}{\pi} = \sim \left(\frac{r^2 \pi}{2} \cdot p\right) \cdot 0{,}4244 \text{ r.}$$

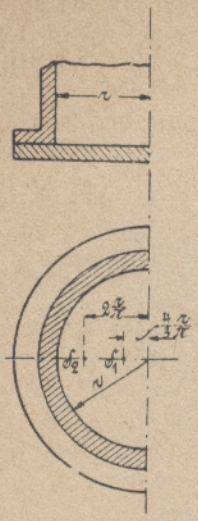


Fig. 74.

Diesem Moment wirkt das Moment des Auflagerdruckes im Schwerpunkt des Kreisringes, welcher sich auf den Zylinderflansch auflegt, entgegen. Die Größe des Auflagerdruckes ist gleich dem Drucke auf die Halbkreisfläche, und der Schwerpunktsabstand dieses Ringes, bezogen auf denselben Radius r, ist $\frac{2\,r}{\pi}$, mithin ist

$$M_{b_2} = \left(\frac{r^2\pi}{2} \cdot p\right) \cdot \frac{2\,r}{\pi}.$$

Es ist demnach, da $M_b = W \cdot k_b$ ist:

$$M_b = M_{b_1} - M_{b_2} = \left(\frac{r^2\,\pi}{2} \cdot p\right)\frac{4}{3} \cdot \frac{r}{\pi} - \left(\frac{r^2\,\pi}{2} \cdot p\right) \cdot \frac{2\,r}{\pi}$$

oder $$M_b = \frac{r^2 \cdot \pi}{2} \cdot p \cdot \left(\frac{4}{3} \cdot \frac{r}{\pi} - \frac{2\,r}{\pi}\right),$$

also: $$M_b = \left(\frac{r^2 \cdot \pi}{2}\,p\right) \cdot \left(-\frac{2}{3} \cdot \frac{r}{\pi}\right) = -\frac{r^3}{3} \cdot p.$$

Der negative Wert des Momentes hat weiter keinen Einfluß.

Es ist dann, wenn $W = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{2\,r \cdot \delta_1^2}{6}$ ist:

$$M_b = \frac{r^3}{3} \cdot p = W \cdot k_b = \frac{2\,r \cdot \delta_1^2}{6} \cdot k_b.$$

Wählt man demnach die Wandstärke, so ist die Materialbeanspruchung

$$k_b = \frac{r^3 \cdot p \cdot 6}{3 \cdot 2 \cdot r \cdot \delta_1^2} = \frac{r^2 \cdot p}{\delta_1^2}$$

oder, wenn die Wandstärke berechnet werden soll

$$\delta_1 = r \cdot \sqrt{\frac{p}{k_b}} = \frac{D}{2}\sqrt{\frac{p}{k_b}},$$

wo D = Zyl. Durchm. in cm, p = Admissionsdr., $k_b = 250 \div 300$ kg ist, also wird für unser Beispiel:

$$\delta_1 = \frac{14}{2}\sqrt{\frac{6}{300}} = 1\text{ cm} = 10\text{ mm}.$$

Ist der Deckel durch 4 Rippen versteift, so kann man nach derselben Formel rechnen.

**Anzahl der Schrauben.** $i = 4 + \frac{D_{cm}}{8} = 4 + \frac{14}{8} = \sim 6$ Stück.

Die größte Entfernung der Schrauben soll 150 mm sein.

**Schraubendurchmesser.** Es ist $P = 0{,}5\ kz \cdot d^2$, wo P der größte Kolbendruck ist. Für Schrauben, welche auf der Drehbank hergestellt sind, kann $kz = 600$ gewählt werden, bei einem Anziehen mit der Last und bei auftretenden Stößen jedoch nur $\frac{3}{4} \cdot \frac{3}{4} \cdot 600 = 338\ kg = \sim 300\ kg$. Es ist demnach $P = 0{,}5 \cdot 300 \cdot d^2 = 150\ d^2$, woraus bei 6 Schrauben $d = \sqrt{\frac{P}{6 \cdot 150}}$. Setzt man nun $P = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p$, wo D = Zylinderdurchmesser in cm,

p = Admissionsdruck, so ist $d = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p}{6 \cdot 150}} = D_{cm} \cdot \sqrt{\frac{0{,}785 \cdot p}{6 \cdot 150}}$

für $p = 6$ kg/qcm (at) ist dann $d = 14 \sqrt{0{,}00523}$

$d = 0{,}0724 \cdot 14 = 1{,}01$ cm.

Gewählt $1/2''$ engl.

**Kolbenstange.** Die Kolbenstange wird durch den Gestängedruck auf Knicken beansprucht. Dieser Gestängedruck ist korrekt $P = F \cdot (p - p')$, wo p die absolute Eintrittsspannung und p' der Gegendruck ist. Es möge hier jedoch der Gestängedruck zu $P = F \cdot p$ gesetzt werden, dann ist:

$$P = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p = \frac{\pi \cdot 14^2}{4} \cdot 6 = 154 \cdot 6 = 924\ kg = \sim 1000\ kg.$$

Die Länge der Kolbenstange wählt man vorläufig gleich 1,4 mal dem Hub, also ist $l = 1{,}4 \cdot 275 = 385$ mm.

Es ist nun das Trägheitsmoment für kreisrunden Querschnitt $J = \frac{\pi}{64} d^4$, also nach Fall 2 der Knickfestigkeit

$$J = \frac{\pi}{64} \cdot d^4 = \frac{P \cdot l^2 \cdot m}{\pi^2 E}.$$

Hier ist $m = 15$ bis 20 der Sicherheitsgrad und E der Elastizitätsmodul $= \sim 2000000$, mithin ist für die Länge $l = 38{,}5$ cm und $\pi^2 = \sim 10$

$$\frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{1000 \cdot 38{,}5^2 \cdot 20}{10 \cdot 2000000} = \sim 1{,}48\ cm^4,$$

woraus der Durchmesser der Stange:

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 1{,}48}{\pi}} = \sqrt{\sqrt{30{,}16}} = 2{,}35\ cm.$$

Gewählt $d = 30$ mm.

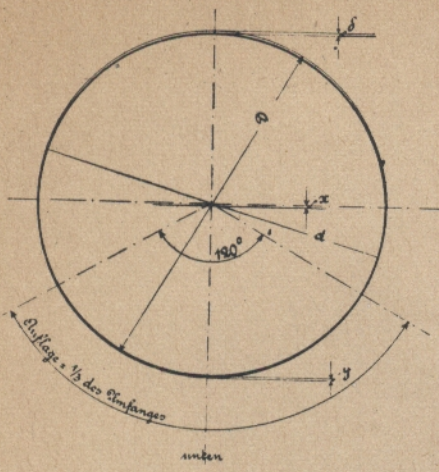



Fig. 75.

**Kolbenkörper.** Die Wandstärke für hohle Kolben kann man annähernd setzen:

$$\delta = \frac{D}{60} + 10 \text{ mm}$$

$$= \frac{140}{60} + 10 = \sim 12 \text{ mm}.$$

Für die Bearbeitung ist zu merken: Der Kolbenkörper ist zunächst auf die genaue Bohrung zu drehen und dann unter Versetzen des Mittelpunktes um das Stück x (Fig. 75), entsprechend beistehender Tabelle, exzentrisch zu drehen.

| | | δ | x | y |
|---|---|---|---|---|
| Gesättigter Dampf | D = 150 | 0,1 | 0,067 | 0,033 |
| Überhitzter Dampf | | 0,15 | 0,1 | 0,05 |
| Gesättigter Dampf | D = 200 | 0,15 | 0,1 | 0,05 |
| Überhitzter Dampf | | 0,2 | 0,133 | 0,067 |
| Gesättigter Dampf | D = 225 | 0,2 | 0,133 | 0,067 |
| Überhitzter Dampf | | 0,3 | 0,2 | 0,1 |

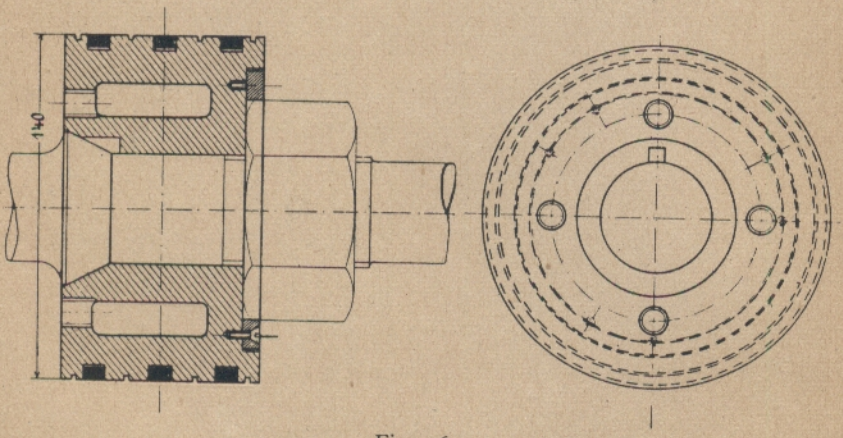



Fig. 76.

Bem. In Fig. 76 ist links, des Verständnisses wegen, die Kolbenstange angedeutet.

**Die Kolbenringe.** Die Stärke derselben macht man

$$s = \frac{1}{25} D \text{ bis } \frac{1}{30} D, \quad *)$$

also ist: $$s = \frac{1}{30} D = \frac{1}{30} \cdot 140 = \sim 5 \text{ mm}.$$

Die Höhe der Ringe ist $h = 2 \cdot s = 2 \cdot 5 = 10$ mm.

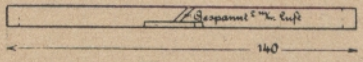



Fig. 77.

In der Ausführung (Fig. 76) sind 3 Kolbenringe vorgesehen, während in Wirklichkeit nur 2 Kolbenringe gewählt sind. Es ist jedoch ratsam, schon bei etwas größerem Durchmesser 3 Ringe zu verwenden und zwischen den Ringen kleine Nuten vorzusehen, nach Fig 76. Hier ist auch die Kolbenstange durchgehend gezeichnet, während sie bei unserer Maschine, wie in Fig. 73 gezeichnet, nur einseitig ist. Die Kolbenringe sind ungespannt im äußeren Durchmesser 30 mm größer zu drehen, dann aufzuschneiden und ist so viel schräg herauszunehmen, daß auf den Zylinderdurchmesser $D = 140$ gespannt ein Zwischenraum von 2 mm verbleibt (Fig. 77). Durch ein Schloß ist das Durchblasen des Dampfes zu verhindern. Am besten bezieht man die selbstspannenden Kolbenringe für größere Kolben von Spezialfabriken, da die Herstellung derselben entsprechende Spezialkenntnisse und Apparate erfordert.

**Schieberkasten.** Wählt man für den Deckel eine Länge a von 200 mm und eine Breite b von 100 mm (vgl. Heft 3, Aufgabe 1), so ist nach Frage 167 die Deckelstärke:

$$s = 0{,}5\ b \cdot \sqrt{\frac{2\varphi}{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2} \cdot \frac{p}{k_b}}.$$

Setzt man hier $\varphi = 1$ und $k_b = 250$ kg/qcm, so ist:

$$s = 0{,}5 \cdot 20 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1}{1 + \left(\frac{20}{10}\right)^2} \cdot \frac{6}{250}} = 0{,}979 \text{ cm}.$$

Gewählt 10 mm. Da in der Ausführung noch Versteifungsrippen vorgesehen, ist die Wandstärke reichlich stark. Die Wände des Deckels mögen dieselbe Stärke erhalten. Genauere Angaben über Berechnung der Wandstärken siehe Heft 2, Beispiel.

*) $\frac{1}{30} D$ bei gleicher Stärke. $\frac{1}{25} D$, wenn nach dem Spalt zu eine Verjüngung auf 0,75 der Stärke stattfindet.

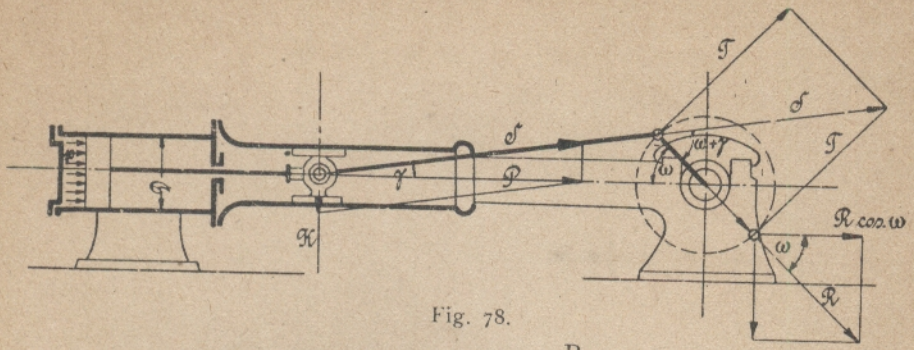



Fig. 78.

**Schubstange.** Es ist nach Fig. 78: $\frac{P}{S} = \cos\gamma$, also $S = \frac{P}{\cos\gamma}$. Hier bestimmt man $\gamma$ für den ungünstigsten Fall $= 11° 20'$, also $\cos\gamma = \sim 0{,}98$, mithin $S = \frac{1000}{0{,}98} = 1020$ kg.*) Es ist dann:

$$J = \frac{\pi}{64} d^4 = \frac{S \cdot l^2 \cdot m}{\pi^2 \cdot E}.$$

Hier ist, da $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ sein soll, $l = 5 \cdot r$ und da $r = \frac{s}{2} = \frac{270}{2}$ ist, $l = 5 \cdot 135 = 675$ mm. Setzt man den Sicherheitsgrad $m = 20$, so ist $\frac{\pi}{64} d^4 = \frac{1020 \cdot 67{,}5^2 \cdot 20}{\pi^2 \cdot 2000000}$, mithin ist $d = \sqrt[4]{\frac{1020 \cdot 67{,}5^2 \cdot 20 \cdot 64}{2000000 \cdot \pi^3}} = \sqrt[4]{96}$ $= 3{,}13$ cm. Gewählt 32 mm in der Mitte der Stange (Fig. 79). Nach dem Kreuzkopfe zu verjüngt sich die Stange auf $0{,}8\ d = 0{,}8 \cdot 32 = 25$ mm, nach dem Kurbelzapfen zu wird eine Verstärkung in der Weise vorgenommen, daß die Stange zwischen die Lagerschalen paßt. Es ist also der Durchmesser gleich der Breite b des Kopfes.

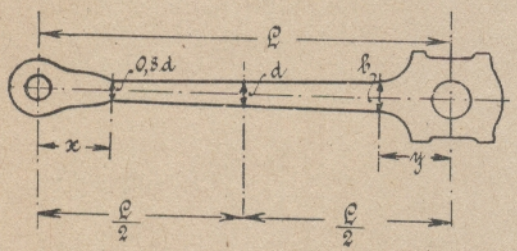



Fig. 79.

Für den **Kreuzkopf** ist nach Fig. 78: $\frac{K}{P} = \text{tg}\,\gamma$ also ist der Druck $K = P \cdot \text{tg}\,\gamma = P \cdot \text{tg}\ 11° 20' = 1000 \cdot 0{,}2 = 200$ kg. Läßt man

*) Es ist $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ vorgeschrieben, also ist $\sin\gamma = \frac{r}{l} = \frac{1}{5} = 0{,}2$, demnach $\gamma = 11° 20'$.

eine Pressung $p = 2$ kg/qcm in den Gleitflächen zu, so ist die erforderliche Gleitfläche $F = \frac{K}{p} = \frac{200}{2} = 100$ qcm. Wählt man $b : l = 1 : 2$, so ist $l = 2b$, mithin ist $F = b \cdot l = b \cdot 2b = 2b^2$, demnach $2 \cdot b^2 = 100$, oder $b = \sqrt{\frac{100}{2}} = \sqrt{50} = \sim 7{,}1$ cm, gewählt 75 mm, und $l = 2b = \sim 140$ mm.

Die Höhe des Kreuzkopfes wählt man $H = 0{,}8\ D$ bis $1{,}2\ D$. Gewählt sei hier $H = 150$ mm (in Fig. 80 mit d bezeichnet).

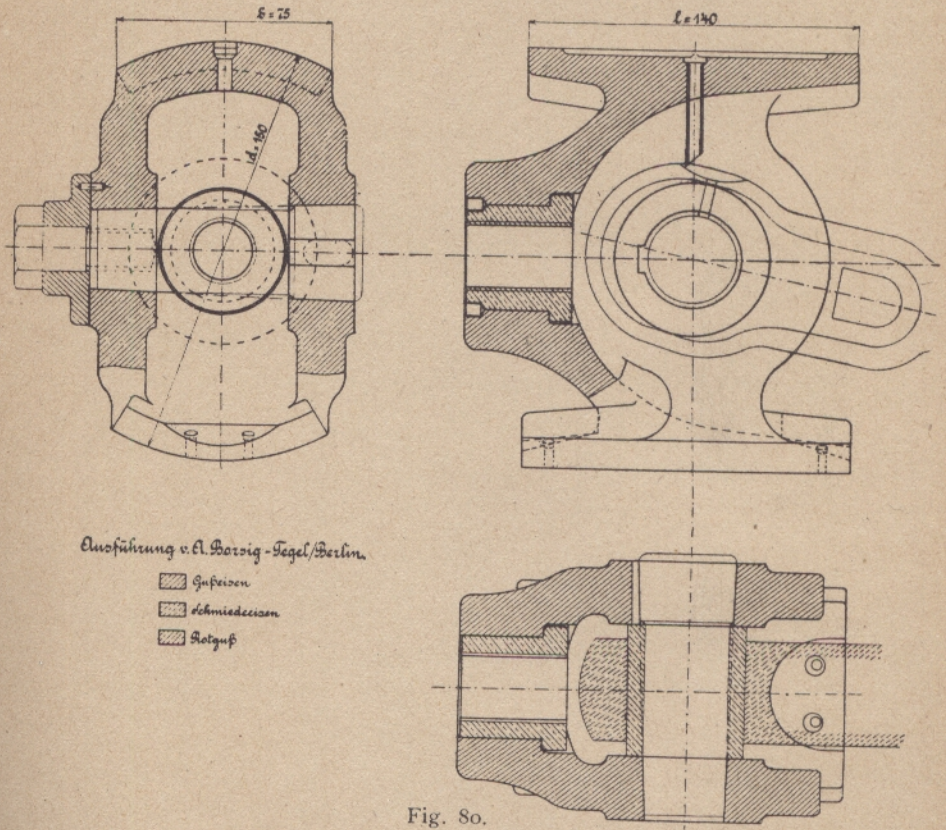



Fig. 80.

**Kurbelzapfen.** Macht man die Länge $l = \alpha \cdot d$ und setzt für besonders guten Stahl $k_b = 650$ kg und $p = 70$ kg, so ist nach Kahle,

Bem. In Fig. 80 ist des besseren Verständnisses wegen Kreuzkopfbolzen und Pleuelstangenkopf angedeutet.

Maschinen-Elemente, Heft 4, $\alpha = 0{,}45 \sqrt{\frac{k_b}{p}} = 0{,}45 \sqrt{\frac{650}{70}} = 1{,}38$ und

$d = 2{,}35 \sqrt{\frac{S \cdot \alpha}{k_b}} = 2{,}35 \sqrt{\frac{1020 \cdot 1{,}38}{650}} = 3{,}45$ cm. Gewählt 35 mm.
Die Länge ist dann $l = 1{,}38\, d = 1{,}38 \cdot 35 = 48{,}3 = \sim 50$ mm.

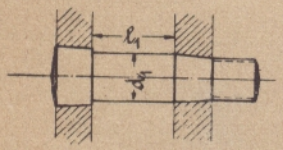


Fig. 81.

**Kreuzkopfzapfen.** Derselbe wird auf Pressung beansprucht, es ist, wenn

$p = 80$ kg/qcm und $l_1 = 1{,}5\, d_1$

gesetzt wird, der Druck $S = l_1 \cdot d_1 \cdot p$

$= 1{,}5\, d_1^2 \cdot p$, also $d_1 = \sqrt{\frac{S}{1{,}5\, p}} = \sqrt{\frac{1020}{1{,}5 \cdot 80}}$

$= 2{,}915$ cm $= \sim 30$ mm. Die Länge ist dann $l_1 = 1{,}5\, d_1 = 1{,}5 \cdot 30$ $= 45$ mm. Gewählt 50 mm. Bei größeren Maschinen ist der Zapfen auf Biegung zu kontrollieren.

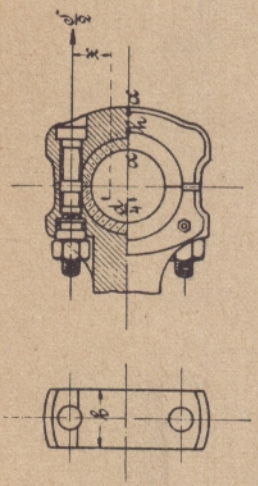


Fig. 82.

**Schubstangenkopf am Kurbelende.*)** Die Schrauben werden mit

$$\frac{S}{2} = \frac{1020}{2} = 510 \text{ kg}$$

beansprucht. Es ist also der Kerndurchmesser zu bestimmen aus:

$$510 = \frac{\pi\, d_1^2}{4} \cdot kz, \text{ für } kz = 300 \text{ kg/qcm ist}$$

$$\frac{\pi\, d_1^2}{4} = \frac{510}{300} = 1{,}3 \text{ qcm},$$

demnach ist:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3}{\pi}} = 1{,}3 \text{ cm},$$

verwendet Schrauben $^3/_4{}''$ engl.

Die Höhe im Schnitt $\alpha\,\alpha$ wird auf Biegung berechnet. Es ist

$M_b = W \cdot k_b$. Hier ist $M_b = \frac{S}{2} \cdot x$, ferner $W = \frac{b \cdot h^2}{6}$ und $k_b = 600$ kg/qcm.

Führt man diese Werte ein, so ist:

---

*) Genaue Berechnung eines Kreuzkopfes mit Schelle vgl. Kahle, Maschinen-Elemente Heft 3, Keilverbindungen.

$$\frac{S}{2} \cdot x = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot 600, \text{ also } h = \sqrt{\frac{\frac{S}{2} \cdot x \cdot 6}{b \cdot 600}}$$

für $x = 2{,}5$ und $b = 4$ cm; laut Zeichnung ist also:

$$h = \sqrt{\frac{510 \cdot 2{,}5 \cdot 6}{4 \cdot 600}} = \sqrt{3{,}19} = 1{,}8 \text{ cm} = 18 \text{ mm}.$$

**Schubstangenkopf am Kreuzkopfende.** Der Querschnitt bei A wird durch die Kraft $\frac{S}{2}$ auf Zug beansprucht. Es ist $\frac{S}{2} = F \cdot k_z$.

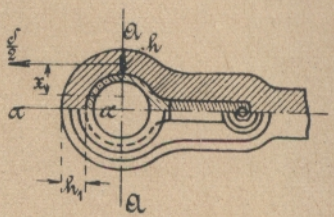


Fig. 83.

Hier ist $k_z = 300$ kg/qcm, mithin:

$$F = \frac{\frac{S}{2}}{k_z} = \frac{510}{300} = 1{,}7 \text{ qcm}.$$

Bei einer Breite $b = 40$ mm ist dann $h = \frac{1{,}7}{4} = 0{,}42$ cm. Aus Konstruktionsrücksichten $h = 10$ mm. Der Querschnitt in der Mitte bei $\alpha$ wird wieder auf Biegung beansprucht. Es ist hier $M_b = \frac{S}{2} \cdot x$, wo x von der Mitte des seitlichen Querschnittes bis zur Mitte des halben Zapfens reicht. Macht man die Lagerschale 5,5 mm stark, so ist:

$$x = 7{,}5 + 5{,}5 + 5 = 18 \text{ mm}.$$

Mithin ist: bei $k_b = 600$ kg/qcm:

$$M_b = 510 \cdot 1{,}8 = \frac{1}{6} \cdot 4 \cdot h_1^2 \cdot 600,$$

woraus $h_1 = \sqrt{\frac{510 \cdot 1{,}8 \cdot 6}{4 \cdot 600}} = 1{,}52$ cm. Gewählt $h_1 = 17$ mm.

Der Keil zum Anziehen des Lagers wird auf Pressung beansprucht, also ist: $S = h \cdot b \cdot p$.

Wählt man $b = \frac{d}{3} = \frac{30}{3} = 1$ cm, so ist, wenn man die Pressung $p = 700$ kg/qcm setzt,

$$h = \frac{S}{b \cdot p} = \frac{1020}{1{,}0 \cdot 700} = 1{,}45 \text{ cm}. \text{ Gewählt } h = 15 \text{ mm}.$$

Die vorläufigen **Schwungradabmessungen** erhält man aus der Formel:

$$G = \frac{c}{\delta_s} \cdot \frac{N_e}{n \cdot v^2} \cdot$$

Hier ist $\delta_s$ der Ungleichförmigkeitsgrad und zwar für unser Beispiel $\delta_s = \frac{1}{35}$, n die Tourenzahl pro Minute, v die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes, ferner c eine Konstante für Einzylinder- und Tandemmaschinen c = 7000, für Verbundmaschinen mit versetzter Kurbel c = 2500.

Es ist also: $G = \frac{7000}{\frac{1}{35}} \cdot \frac{6}{n \cdot v^2}$, wählt man den Schwungraddurchmesser D = 1100 mm = 1,1 m, so ist die Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{1{,}1 \cdot 3{,}14 \cdot 120}{60} = 6{,}9 = \sim 7 \text{ m/Sek.}$$

Also ist das Gewicht des Schwungringes

$$G = \frac{7000 \cdot 6 \cdot 35}{120 \cdot 49} = 250 \text{ kg.}$$

Den Querschnitt des Kranzes bestimmt man dann aus

$$F = 0{,}22 \frac{G}{R_1} = 0{,}22 \cdot \frac{250}{0{,}53} = 103 \text{ qcm.}$$

Hier ist $R_1$ = dem Radius des Schwerpunktes des Schwungringes, etwa $R_1$ = 0,53 m. Wählt man dann

$$b = 5\,h, \text{ so ist } F = 5\,h^2 = 103,$$

also ist $h = \sqrt{\frac{103}{5}} = 4{,}55$ cm.

Dann ist $b = 4{,}55 \cdot 5 = 22{,}75$ cm.

Der Kranz wird so jedoch reichlich breit; wählt man daher den Querschnitt Fig. 84, so ist dieser Querschnitt

$$F = 16 \cdot 4 + 8 \cdot 5 = 104 \text{ qcm.}$$

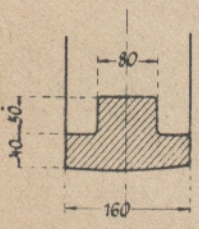


Fig. 84.

Eine genauere Berechnung des erforderlichen Querschnittes läßt sich nur graphisch durchführen (vgl. Heft 4 »Schwungräder«).

**Die Arme** kann man vorläufig berechnen nach der Biegungsformel $M_b = W \cdot k_b$. Hier ist $M_b = P \cdot R$ = Umfangskraft mal Radius, also ist unter der Annahme, daß nur $\frac{1}{3}$ der Arme tragen

$$P \cdot R = W \cdot k_b \cdot \frac{A}{3}.$$

Hier ist für elliptischen Querschnitt $W = 0{,}1\ b \cdot h^2$ und A die Anzahl der Arme, welche gleich 6 gesetzt werden möge. Setzt man dann noch $k_b = 100$ kg/qcm, so ist

$$P \cdot R = 0{,}1 \cdot b \cdot h^2 \cdot 100 \cdot \frac{6}{3}.$$

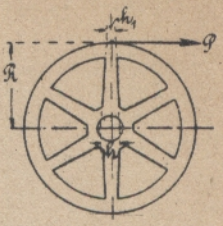


Fig. 85.

Es ist nun allgemein die Arbeitsleistung $\mathfrak{A} = P \cdot v$ oder in Pferdestärken $N = \frac{P \cdot v}{75}$, woraus

$$P = \frac{75\,N}{v} = \frac{75\,N}{\frac{2 \cdot R \cdot \pi \cdot n}{100 \cdot 60}} = \frac{75 \cdot 60 \cdot 100 \cdot N}{2 \cdot R \cdot \pi \cdot n},$$

wo R in cm zu setzen ist.

Hieraus ist

$$P \cdot R_{cm} = \frac{71620\,N_e}{n} = \frac{71620 \cdot 6}{120} = 3581 \text{ cm/kg}.$$

Also wird $3581 = 0{,}1\ b \cdot h^2 \cdot 100 \cdot \frac{6}{3}$.

Wählt man nun die Breite der elliptischen Arme $b = 3{,}5$ cm, so ist die Höhe des Querschnittes

$$h = \sqrt{\frac{P \cdot R \cdot 6}{0{,}1 \cdot 3{,}5 \cdot 100 \cdot 3}}$$

oder

$$h = \sqrt{\frac{3581 \cdot 2}{0{,}1 \cdot 3{,}5 \cdot 100}} = \sqrt{102} = \sim 10 \text{ cm}.$$

Gewählt $h = 100$ mm. Diese Abmessungen gelten auf Mitte Nabe; nach dem Umfange zu kann man eine Abschwächung auf 0,8 dieser Werte vornehmen.

**Die Kurbelwelle** wird einmal durch das Schwungrad als Vertikallast und einmal durch den Kurbeldruck $P_1 = 1020$ kg als Horizontallast belastet (Fig. 86). Das Gewicht des Schwungrades möge zu 1,3 G $\doteq$ 325 kg gesetzt werden, dann ist für die Belastung

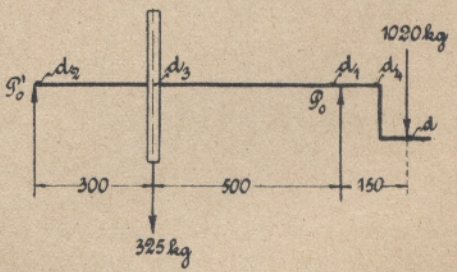



Fig. 86.

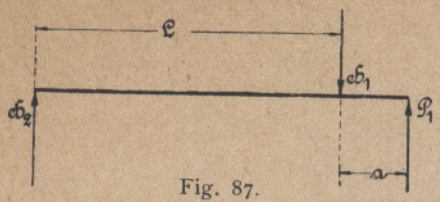


Fig. 87.

durch den Kurbeldruck mit $H_2$ als Drehpunkt, da die Summe aller Momente gleich Null sein muß:

$$P_1 (L + a) - H_1 \cdot L = 0.$$

Also ist die Reaktion

$$H_1 = \frac{P_1 \cdot (L + a)}{L} = \frac{1020(80+15)}{80} = \sim 1210 \text{ kg}.$$

Da ferner für den Gleichgewichtszustand auch die Summe aller Vertikalkräfte gleich Null sein muß, so ist

$$H_2 + H_1 - P_1 = 0,$$

also

$$H_2 = P_1 - H_1 = 1020 - 1210 = -190 \text{ kg}.$$

Für die Belastung durch das Schwungrad ist, mit $V_2$ als Drehpunkt:

$$V_1 \cdot L - G \cdot (L - b) = 0,$$

woraus

$$V_1 = \frac{G(L - b)}{L} = \frac{325 \cdot (80 - 50)}{80} = 122 \text{ kg}$$

und da $V_1 + V_2 - G = 0$, so ist

$$V_2 = G - V_1 = 325 - 122 = 203 \text{ kg}.$$

Die für das rechte Auflager resultierende Kraft ist dann:

$$P_0 = \sqrt{V_1^2 + H_1^2} = \sqrt{122^2 + 1210^2},$$

woraus $P_0 = 1220$ kg (Fig. 89).

Ebenso ist

$$P_0^1 = \sqrt{V_2^2 + H_2^2} = \sqrt{203^2 + 190^2},$$

woraus $P_0^1 = \sim 280$ kg (Fig. 90).

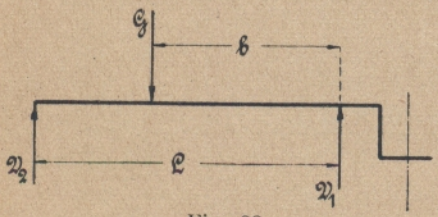


Fig. 88.

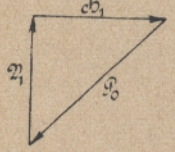


Fig. 89.

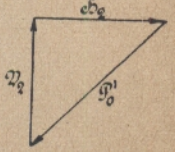


Fig. 90.

Es ist dann das Torsionsmoment, welches durch die Kurbelkraft erzeugt wird, wenn der Kurbelradius $R = \sim 14$ gesetzt wird:

$$M_t = S \cdot R = 1020 \cdot 14 = 14280 \text{ cm/kg}.$$

Das Biegungsmoment am rechten Hauptlager ist

$$M_b = S \cdot 15 = 1020 \cdot 15 = 15300 \text{ cm/kg.}$$

Das ideelle Biegungsmoment ist dann

$$M_{b_i} = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_t)^2}.$$

Wählt man hier $k_b = 650$ und $k_t = 450$ kg/qcm, so ist

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1{,}3\ k_t} = \frac{650}{1{,}3 \cdot 450} = 1,$$

mithin ist

$$M_{b_i} = 0{,}35 \cdot 15300 + 0{,}65 \sqrt{15300^2 + 14280^2},$$

bzw. $$M_{b_i} = 5355 + 0{,}65 \sqrt{234090000 + 203918400},$$

woraus $M_{b_i} = 18959$ cm/kg.

Nun ist $M_{b_i} = W \cdot k_b = 0{,}1\, d_1^3 \cdot 650$, also

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{b_i}}{0{,}1 \cdot 650}} = \sqrt[3]{\frac{18959}{65}}.$$

woraus $d_1 = 6{,}6$ cm gewählt $d_1 = \sim 65$ mm.

Die Länge des Zapfens sei $l_1 = 1{,}38\, d_1 = 1{,}38 \cdot 65 = \sim 90$ mm.

Die Pressung ist dann zu bestimmen aus $l_1 \cdot d_1 \cdot p = P_0$, also ist

$$p = \frac{P_0}{l_1 \cdot d_1} = \frac{1220}{6{,}5 \cdot 9} = \sim 21 \text{ kg.}$$

Für das linke Auflager ist nach Kahle, Maschinen-Elemente, Heft 4 und 5

$$d_2 = 2{,}35 \sqrt{\frac{P_0^1\, \alpha}{k_b}} = 2{,}35 \cdot \sqrt{\frac{280 \cdot 1{,}38}{650}} = 1{,}38 \text{ cm.}$$

Aus Konstruktionsrücksichten gewählt $d_2 = 40$ mm. Die Länge ist $l_2 = \alpha\, d = 1{,}38 \cdot 40 = \sim 55$ mm.

Unter dem Schwungrade ist das Torsionsmoment

$$M_t = S \cdot R = 1020 \cdot 14 = 14280 \text{ cm/kg}$$

und das Biegungsmoment

$$M_b = P_0^1 \cdot 30 = 280 \cdot 30 = 8400 \text{ cm/kg,}$$

mithin ist das ideelle Moment

$$M_{b_i} = 0{,}35 \cdot M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_t)^2},$$

bzw. $$M_{b_i} = 0{,}35 \cdot 8400 + 0{,}65 \sqrt{8400^2 + 14280^2},$$

oder $$M_{b_i} = 2940 + 8585{,}85 = 11525.$$

Demnach, da $M_{b_i} = W \cdot k_b$, ist $11525 = 0{,}1\, d_3^3 \cdot k_b$, also ist der Durchmesser unter dem Schwungrade

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{11525}{0{,}1 \cdot 650}} = \sqrt[3]{177} = 5{,}61 \text{ cm.}$$

Aus Konstruktionsrücksichten wählt man $d_3$ stärker als $d_1$, und zwar sei $d_3 = 70$ mm und macht die Länge $l_3 = 1{,}5\, d_3 = 1{,}5 \cdot 70 = 105$ mm.

Bei dieser Verstärkung des Durchmessers ist schon Rücksicht auf die Schwächung durch die Keilnute genommen.

Vielfach sieht man hier noch ein längeres zylindrisches Wellenstück vor, um bei der Montage einen Anschlag für die Wasserwage zu haben. — Unter der Kurbel pflegt man den Durchmesser $d_4$ der Welle 10 mm schwächer zu machen, als den Durchmesser $d_1$ des Hauptlagers, da die Festigkeitsrechnung hier im allgemeinen zu kleine Werte gibt. Bei schwereren Wellen empfiehlt es sich, die Welle zwischen Kurbel und Hauptlager mit einem Bund zu versehen, der mit guten Hohlkehlen in die Welle übergeht (Fig. 91a), da durch das Warmaufziehen der Kurbel leicht Spannungen auftreten, die bei Ausführung nach Fig. 91 zum Bruch an dieser Stelle führen können. Es sei hier $d_4 = 55$ mm und $l_4 = 65$ mm gewählt. Bei schweren Wellen ist auf die Durchbiegung der Welle noch besonders Rücksicht zu nehmen.

Für die **Kurbel** erhält man den Radius

$$R = \frac{s}{2} = \frac{275}{2} = R = 137{,}5 \text{ mm}.$$

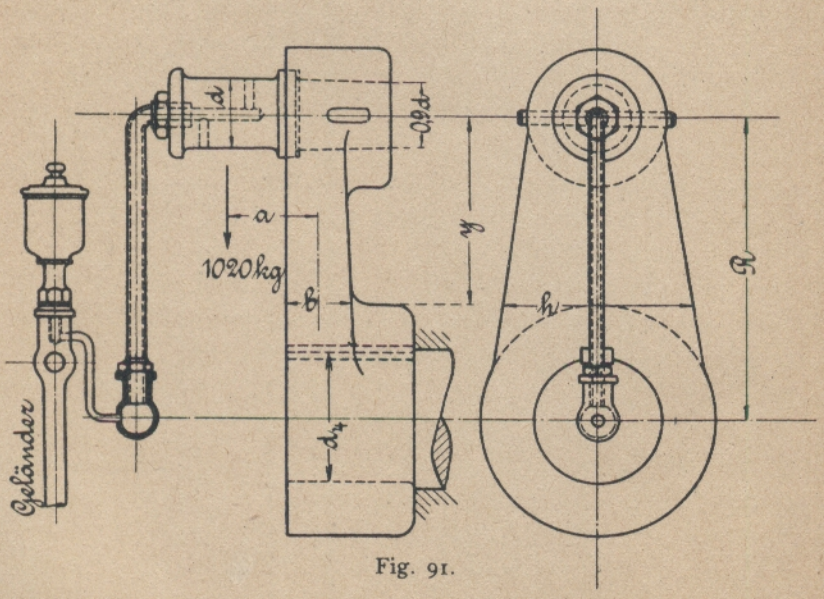



Fig. 91.

Man setzt den Wellendurchmesser unter der Kurbel 10 mm ab, macht also $d_4 = 55$ mm und rechnet den Nabendurchmesser zu $1{,}8\, d_4 = 1{,}8 \cdot 55 = \sim 100$ mm und die Länge des Wellenzapfens unter der Kurbel zu $l_4 = 65$ mm. Die Breite b des Armes über der Nabe möge $b = 45$ mm gewählt werden, und der Hebelarm für die Biegung $y = 8{,}7$ cm, sowie der Hebelarm für die Torsion $a = 5{,}3$ cm und die Höhe über der Nabe $h = 90$ mm, dann ist $k_b$ zu bestimmen aus:

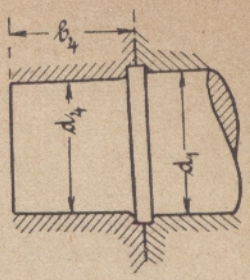


Fig. 91a.

$$M_{b_i} = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_t^2} = \frac{1}{6} b \cdot h^2 \cdot k_b.$$

Hier ist mit $M_b = S \cdot y$ und $M_t = S \cdot a$, also

$$k_b = \frac{\frac{3}{8} S \cdot y + \frac{5}{8} \sqrt{(S \cdot y)^2 + (S \cdot a)^2}}{\frac{1}{6} b \cdot h^2} = 0{,}75 \frac{S}{b \cdot h^2} \cdot (3\, y + 5 \sqrt{y^2 + a^2}),$$

$$k_b = 0{,}75 \cdot \frac{1020}{4{,}5 \cdot 9^2} (3 \cdot 8{,}7 + 5 \sqrt{8{,}7^2 + 5{,}3^2}) = \sim 162 \text{ kg},$$

Es sind also die gewählten Abmessungen für Gußeisen noch statthaft.

**Exzenter.** Rechnet man den Widerstand des Schiebers auf dem Schieberspiegel bei einer Breite von 6,5 cm und einer Länge von 5,0 cm zu $P = F \cdot \mu \cdot p$,

so erhält man für $\mu = 0{,}1$ als Reibungskoeffizient

$$P = (6{,}5 \cdot 5) \cdot 0{,}1 \cdot 6 = \sim 20 \text{ kg},$$

schlägt man hier die Stopfbuchsenreibung hinzu mit etwa 10 vH. und die Reibung im Gelenke ebenfalls mit 10 vH., so ist

$$P_1 = 1{,}2\ P = 1{,}2 \cdot 20 = 24 \text{ kg}.$$

Die Breite der Lauffläche des Exzenters kann man dann auf Reibungsarbeit berechnen (vgl. Kahle, Maschinen-Elemente, Heft 4). Es ist die Reibungsarbeit pro Flächeneinheit

$$\mathfrak{A}_z = \frac{P\, n}{30000\, l},$$

also wird $\mathfrak{A}_z$ bei einer Breite des Exzenterringes von $l = 3$ cm

$$\mathfrak{A}_z = \frac{24 \cdot 120}{30000 \cdot 3} = 0{,}032,$$

also sehr niedrig.

Berechnung des **Schiebers**, siehe Kahle, Dampfmaschinen, Heft 3: Einfache Schiebersteuerungen.

**Exzenterstange.** Wählt man die Länge der Exzenterstange zu 800 mm, so ist das Trägheitsmoment

$$J = \frac{\pi}{64} d^4 = \frac{P \cdot l^2 \cdot m}{\pi^2 \cdot E},$$

woraus bei $m = 20$facher Sicherheit und $E = 2000000$ dann

$$P = \sim 50000 \frac{d^4}{l^2},$$

also ist

$$d = \sqrt[4]{\frac{P \cdot l^2}{50000}} = \sqrt[4]{\frac{24 \cdot 80^2}{50000}} = 1{,}32 \text{ cm}.$$

Gewählt sei ein mittlerer Durchmesser von 20 mm, welcher nach dem Exzenter zu auf 25 mm vergrößert und nach dem Auge zu entsprechend verkleinert ist.

Die Schieberstange erhält einen Durchmesser von $\sim 0{,}8\,D = 0{,}8 \cdot 14 = 11{,}2$ mm. Gewählt 15 mm.

# Anhang.

## Tabelle I.

**Mittlere Kolbengeschwindigkeit c in m/Sek.**

| Anzahl der effekt. Pferdest. $N_e$ | Absolute Einströmspannung p in Atmosphären | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 3 | 4 | 6 | 8 | 10 |
| 3 | 0,89 | 0,99 | 1,13 | 1,24 | 1,35 |
| 6 | 0,97 | 1,07 | 1,23 | 1,35 | 1,47 |
| 10 | 1,02 | 1,14 | 1,31 | 1,43 | 1,56 |
| 20 | 1,13 | 1,24 | 1,42 | 1,55 | 1,67 |
| 40 | 1,25 | 1,37 | 1,55 | 1,69 | 1,82 |
| 70 | 1,42 | 1,52 | 1,68 | 1,82 | 1,95 |
| 100 | 1,51 | 1,62 | 1,78 | 1,92 | 2,05 |

| Verbesserungszahlen für c bei ungewöhnlichem Hubverhältnis | |
|---|---|
| s : d | Zahl |
| 0,5 | 0,57 |
| 0,75 | 0,67 |
| 1,0 | 0,75 |
| 1,5 | 0,9 |
| 2,0 | 1,0 |
| 2,5 | 1,1 |

## Tabelle II.

**Spannungszahlen f und f′ zur Ermittlung der mittleren indizierten Spannung $p_i$ für Einzylindermaschinen.**

| Füllung $\frac{s_1}{s}$ | Auspuff | | Kondensation | | Bei ansehnlicher Kompression des Vorderdampfes | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | ohne Heizung f = | mit Heizung f = | ohne Heizung f = | mit Heizung f = | Absolute Einströmspannung p = | für Auspuff m = 0,05 f′ = | für Kondensation m = 0,025 f′ = |
| 0,8 | 0,950 | 0,954 | — | — | 3 | — | 1,51 |
| 0.7 | 0,919 | 0,925 | — | — | 4 | 1.07 | 1,79 |
| 0,6 | 0,875 | 0,883 | 0,867 | 0,883 | 5 | 1,13 | 2,08 |
| 0.5 | 0,816 | 0,827 | 0,807 | 0.827 | 6 | 1,19 | 2,40 |
| 0.4 | 0,740 | 0,753 | 0.731 | 0.753 | 7 | 1,25 | 2,74 |
| 0,333 | 0,687 | 0,692 | 0,668 | 0,692 | 8 | 1,33 | 3,08 |
| 0,3 | 0.643 | 0,658 | 0,633 | 0,658 | 9 | 1,40 | 3,43 |
| 0.25 | 0,584 | 0,600 | 0,575 | 0.600 | 10 | 1,49 | — |
| 0.2 | 0,517 | 0.535 | 0,508 | 0,535 | | | |

Für Auspuff ist $p' = 1.13$
Für Kondensation ist $p' = 0,21$

Ohne Kompression des Vorderdampfes ist $f' = 1,024$

## Tabelle III.

### Mittlere indizierte Spannung $p_i$ für Einzylinder-Auspuffmaschinen.

| $\frac{s_1}{s} = 0{,}7$ | | 0,5 | 0,4 | 0,33 | 0,3 | 0,25 | 0,2 | Kompression $\Delta$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| p = 4 | 2,54 | 2,14 | 1,84 | 1,59 | 1,45 | 1,22 | 0,95 | 0,09 |
| p = 5 | 3,46 | 2,96 | 2,58 | 2,27 | 2,10 | 1,81 | 1,48 | 0,16 |
| p = 6 | 4,38 | 3,78 | 3,33 | 2,96 | 2,75 | 2,40 | 2,01 | 0,23 |
| p = 7 | 5,30 | 4,60 | 4,07 | 3,64 | 3,40 | 2,99 | 2,53 | 0,32 |
| p = 8 | 6,23 | 5,42 | 4,82 | 4,33 | 4,05 | 3,59 | 3,06 | 0,41 |
| p = 9 | 7,15 | 6,24 | 5,57 | 5,01 | 4,70 | 4,18 | 3,58 | 0,51 |
| p = 10 | 8,07 | 7,06 | 6,31 | 5,70 | 5,35 | 4,77 | 4,11 | 0,60 |

### Mittlere indizierte Spannung $p_i$ für Einzylinder-Kondensationsmaschinen.

| $\frac{s_1}{s} = 0{,}5$ | | 0,4 | 0,33 | 0,30 | 0,25 | 0,20 | Kompression $\Delta$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| p = 3 | 2,23 | 2,0 | 1,82 | 1,72 | 1,54 | 1,34 | 0,13 |
| p = 4 | 3,05 | 2,75 | 2,50 | 2,36 | 2,13 | 1,87 | 0,21 |
| p = 5 | 3,87 | 3,49 | 3,18 | 3,01 | 2,72 | 2,39 | 0,28 |
| p = 6 | 4,68 | 4,23 | 3,86 | 3,65 | 3,31 | 2,91 | 0,37 |
| p = 7 | 5,50 | 4,97 | 4,54 | 4,30 | 3,89 | 3,43 | 0,45 |
| p = 8 | 6,32 | 5,71 | 5,22 | 4,94 | 4,48 | 3,95 | 0,54 |
| p = 9 | 7,13 | 6,46 | 5,90 | 5,59 | 5,07 | 4,48 | — |

Die Werte $\Delta$ der vorstehenden Tabellen sind bei Kompression bis zur Einströmspannung von den Werten $p_i$ abzuziehen.

## Tabelle IV.

### Vorläufiger Wirkungsgrad $\eta$ nebst $1 : \eta$ für normale Füllungen.

| $\frac{N_e}{c}$ | Einfache Auspuffmaschinen | | | Einzyl. Kondensmaschinen | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | $\frac{N_i}{c}$ | $\eta$ | $\frac{1}{\eta}$ | $\frac{N_i}{c}$ | $\eta$ | $\frac{1}{\eta}$ |
| 3 | 4,2 | 0,71 | 1,41 | — | — | — |
| 4 | 5,6 | 0,72 | 1,40 | — | — | — |
| 5 | 6,9 | 0,72 | 1,38 | 7,4 | 0,68 | 1,47 |
| 6 | 8,2 | 0,73 | 1,37 | 8,7 | 0,69 | 1,46 |
| 8 | 10,8 | 0,74 | 1,35 | 11,5 | 0,70 | 1,43 |
| 10 | 13,3 | 0,75 | 1,33 | 14,1 | 0,71 | 1,41 |
| 12 | 15,7 | 0,76 | 1,32 | 16,6 | 0,72 | 1,39 |
| 14 | 18,2 | 0,77 | 1,30 | 19,1 | 0,73 | 1,37 |
| 16 | 20,6 | 0,78 | 1,29 | 21,6 | 0,74 | 1,35 |
| 18 | 23,0 | 0,78 | 1,28 | 24,1 | 0,75 | 1,34 |
| 20 | 25,5 | 0,79 | 1,27 | 26,6 | 0,75 | 1,33 |
| 25 | 31,5 | 0,79 | 1,26 | 32,9 | 0,76 | 1,32 |
| 30 | 37,5 | 0,8 | 1,25 | 39,1 | 0,77 | 1,30 |
| 35 | 43,4 | 0,81 | 1,24 | 45,1 | 0,78 | 1,29 |
| 40 | 49,1 | 0,81 | 1,23 | 51,1 | 0,78 | 1,28 |

## Tabelle V.

**Leerlauf-Widerstandsspannung $\sigma$ (in at) und Werte der zusätzlichen Reibung $\mu$.**

| Die Maschine ist gebaut | leicht | | mittelstark | | | sehr kräftig | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| für eine Spannung p = | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 10 | 12 | 14 |
| für Auspuff $\sigma'$ = | 0,073 | 0,084 | 0,094 | 0,103 | 0,111 | 0,119 | 0,133 | 0,146 | 0,157 |
| für Kondens $\sigma_k'$ = | 0,112 | 0,125 | 0,137 | 0,148 | 0,157 | 0,166 | 0,183 | 0,198 | 0,212 |

| Kolbendurchmesser d in m | Auspuff $\sigma''$ | Kondens $\sigma_k''$ | Für alle Maschinen | |
|---|---|---|---|---|
| | | | $\mu$ | $\frac{1}{1+\mu}$ |
| 0,12 | 0,208 | — | 0,212 | 0,825 |
| 0,14 | 0,179 | — | 0,204 | 0,831 |
| 0,16 | 0,156 | 0,281 | 0,197 | 0,836 |
| 0,18 | 0,139 | 0,250 | 0,190 | 0,841 |
| 0.20 | 0,125 | 0,225 | 0,183 | 0,845 |
| 0.25 | 0,100 | 0,180 | 0,170 | 0,855 |
| 0.30 | 0,083 | 0,150 | 0,157 | 0,864 |
| 0.35 | 0,072 | 0,129 | 0,147 | 0,872 |
| 0,40 | 0,063 | 0,113 | 0,138 | 0,879 |
| 0,45 | 0,056 | 0,100 | 0,130 | 0,885 |
| 0,50 | 0,050 | 0,090 | 0,122 | 0,891 |
| 0,55 | 0,046 | 0,082 | 0,117 | 0,895 |
| 0,60 | 0,042 | 0,075 | 0,112 | 0,900 |
| 0,70 | 0,036 | 0,064 | 0,101 | 0,908 |
| 0,80 | 0,031 | 0,056 | 0,092 | 0,916 |
| 0,90 | 0,028 | 0,050 | 0,086 | 0,921 |
| 1,00 | 0,025 | 0,045 | 0,079 | 0,927 |
| 1,20 | 0,021 | 0,038 | 0,077 | 0,928 |
| 1,40 | 0,018 | 0,032 | 0,075 | 0,930 |
| 1,60 | 0,016 | 0,028 | 0,073 | 0,932 |
| 1,80 | 0,014 | 0,025 | 0,071 | 0,933 |
| 2,00 | 0,013 | 0,023 | 0,070 | 0,935 |
| 2,50 | 0,010 | 0,018 | 0,066 | 0,938 |
| 3,00 | 0,008 | 0,015 | 0,063 | 0,941 |

## Tabelle VI.

**Gewicht in kg von 1 cbm Dampf.** ($\gamma$.)

| Druck in at abs = kg/qcm | Spez. Gew. $\gamma$ | Temperatur in Grad Celsius | Druck in at abs = kg/qcm | Spez. Gew. $\gamma$ | Temperatur in Grad Celsius |
|---|---|---|---|---|---|
| 0,1 | 0,0666 | 45,58 | 1,5 | 0,8604 | 110,76 |
| 0,2 | 0,1285 | 59,76 | 1,6 | 0,9142 | 112,70 |
| 0,3 | 0,1886 | 68,74 | 1,7 | 0,9679 | 114,54 |
| 0,4 | 0,2475 | 75,47 | 1,8 | 1,0214 | 116,29 |
| 0,5 | 0,3056 | 80,90 | 1,9 | 1,0747 | 117,97 |
| 0,6 | 0,3630 | 85,48 | 2,0 | 1,1278 | 119,57 |
| 0,7 | 0,4198 | 89,47 | 2,5 | 1,3908 | 126,73 |
| 0,8 | 0,4762 | 93,00 | 3,0 | 1,6507 | 132,79 |
| 0,9 | 0,5319 | 96,19 | 4,0 | 2,1625 | 142,82 |
| 1,0 | 0,5874 | 99,09 | 5,0 | 2,6665 | 150,99 |
| 1,1 | 0,6426 | 101,76 | 6,0 | 3,1643 | 157,94 |
| 1,2 | 0,6974 | 104,24 | 7,0 | 3,6559 | 164,03 |
| 1,3 | 0,7520 | 106,55 | 8,0 | 4,1437 | 169,46 |
| 1,4 | 0,8064 | 108,72 | 9,0 | 4,6289 | 174,38 |
| | | | 10,0 | 5,1089 | 178,89 |

Ausführliche Dampftabelle siehe Kahle, Dampfmaschine, Heft 12.

## Tabelle VII.

**Tabelle des nutzbaren stündlichen Dampfverbrauches.**

| $\frac{s_1}{s}$ = | C'i in kg/PS bei Einzylinder-Auspuffmaschine | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0,7 | 0,6 | 0,5 | 0,4 | 0,333 | 0,25 | 0,2 |
| p = 3 at abs | 18,6 | 17,3 | 16,3 | 15,6 | 15,6 | 16,6 | — |
| 4 | 15,8 | 14,6 | 13,5 | 12,7 | 12,1 | 11,9 | 12,1 |
| 5 | 14,5 | 13,3 | 12,2 | 11,2 | 10,7 | 10,2 | 10,2 |
| 6 | 13,7 | 12,5 | 11,4 | 10,4 | 9,9 | 9,3 | 9,0 |
| 7 | 13,3 | 12,0 | 10,9 | 9,9 | 9,4 | 8,7 | 8,4 |
| 8 | 12,7 | 11,6 | 10,6 | 9,6 | 9,0 | 8,3 | 8,0 |
| 10 | 12,1 | 11,1 | 10,1 | 9,1 | 8,5 | 7,8 | 7,5 |

| $\frac{s_1}{s}$ = | C'i in kg/PS bei Kondensmaschine mit Heizung | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0,5 | 0,4 | 0,3 | 0,2 | 0,15 | 0,125 | 0,10 | 0,05 |
| p = 3 at abs | 10,3 | 9,3 | 8,4 | 7,5 | 7,1 | 6,9 | 6,7 | — |
| 4 | 10,0 | 9,0 | 8,1 | 7,2 | 6,7 | 6,5 | 6,3 | 6,1 |
| 5 | 9,7 | 8,8 | 7,8 | 6,9 | 6,5 | 6,3 | 6,1 | 5,8 |
| 6 | 9,5 | 8,6 | 7,7 | 6,8 | 6,4 | 6,2 | 5,9 | 5,6 |
| 7 | 9,4 | 8,5 | 7,6 | 6,7 | 6,2 | 6,0 | 5,8 | 5,5 |
| 8 | 9,2 | 8,4 | 7,5 | 6,6 | 6,1 | 5,9 | 5,7 | 5,4 |
| 10 | 9,1 | 8,2 | 7,3 | 6,5 | 6,0 | 5,8 | 5,6 | 5,2 |

## Tabelle VIII.

**Werte der Spannungszahlen f und f′ entsprechend der Fußnote Frage 111.**

| Füllung $\frac{s_1}{s}$ | Spannungszahlen f für | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | m = 0,05 | | m = 0,035 | | m = 0,025 | |
| | $\vartheta$ = 0,05 | $\vartheta$ = 0,2 | $\vartheta$ = 0,05 | $\vartheta$ = 0,2 | $\vartheta$ = 0,05 | $\vartheta$ = 0,2 |
| 0,8 | 0.954 | 0,929 | 0,954 | 0,929 | 0,954 | 0,929 |
| 0,7 | 0,925 | 0,889 | 0,924 | 0,889 | 0,924 | 0,888 |
| 0,6 | 0,883 | 0,838 | 0,882 | 0,827 | 0,881 | 0,836 |
| 0,5 | 0,827 | 0,775 | 0,825 | 0,773 | 0,823 | 0,772 |
| 0,4 | 0,753 | 0,697 | 0,749 | 0,694 | 0,747 | 0,692 |
| 0,333 | 0,692 | 0,635 | 0,687 | 0,631 | 0,683 | 0,628 |
| 0,3 | 0,658 | 0,601 | 0,652 | 0,596 | 0,648 | 0,592 |
| 0,25 | 0,600 | 0,545 | 0,593 | 0,539 | 0,588 | 0,534 |
| 0,2 | 0,535 | 0,482 | 0,526 | 0,474 | 0,519 | 0,468 |
| 0,15 | 0,460 | 0,411 | 0,448 | 0,401 | 0,430 | 0,394 |
| 0,125 | 0,418 | 0,372 | 0,405 | 0,360 | 0,394 | 0,352 |
| 0,1 | 0,373 | 0,330 | 0,358 | 0,317 | 0,346 | 0,307 |
| 0,07 | 0,314 | 0,275 | 0,295 | 0,259 | 0,282 | 0,248 |
| 0,05 | 0,270 | 0,235 | 0,249 | 0,217 | 0,234 | 0,205 |
| | f′ = 1,013 | | f′ = 1,024 | | f′ = 1,031 | |

## Tabelle IX.

**Größte Werte der wirtschaftlich vorteilhaftesten Füllungen und der Füllungen des kleinsten Dampfverbrauches als Grenzwert**

| Absolute Einström-spannung p at abs. | Einzylinder-Auspuffmaschinen | | Kondensmaschinen | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | mit Kulissen-steuerung | mit Expansions-steuerung | Einzylindermaschinen ohne Heizung | Einzylindermaschinen mit Heizung | Zweizylinder-maschinen |
| 4 | 0,53 ÷ 0,42 | 0,39 ÷ 0,31 | 0,20 ÷ 0,14 | 0,15 ÷ 0,10 | — |
| 5 | 0,46 ÷ 0,32 | 0,33 ÷ 0,27 | 0,17 ÷ 0,13 | 0,13 ÷ 0,09 | 0,10 ÷ 0,08 |
| 6 | 0,40 ÷ 0,28 | 0,28 ÷ 0,23 | 0,15 ÷ 0,125 | 0,11 ÷ 0,08 | 0,09 ÷ 0,07 |
| 8 | 0,34 ÷ 0,25. | 0,22 ÷ 0,19 | 0,14 ÷ 0,12 | 0,09 ÷ 0,07 | 0,08 ÷ 0,06 |
| 10 | 0,29 ÷ 0,20 | 0,19 ÷ 0,17 | — | — | 0,07 ÷ 0,05 |

Bei normalen Maschinen sind die Zwischenwerte zu setzen, bei kleineren Maschinen die größeren Werte, bei großen Maschinen die kleineren Werte.

Gedruckt in der Königlichen Hofbuchdruckerei von
E. S. Mittler & Sohn, Berlin SW68, Kochstr. 68—71

Von demselben Verfasser erschien:

# Die Maschinen-Elemente

## in Frage und Antwort

Kurzgefaßtes Repetitorium nebst Aufgaben-Sammlung

| | | | |
|---|---|---|---|
| 1. | **Niete** 4. Aufl. . . . . M 6,— | 7. | **Riementriebe** 3. Aufl. . . . . M 6,— |
| 2. | **Schrauben** 4. Aufl. . M 4,50 | 8. | **Seiltriebe** 3. Aufl. . . M 6,— |
| 3. | **Keile** 3. Aufl. . . . . M 3,— | 9. | **Zahnräder** 3. Aufl. . M 6,50 |
| 4. | **Zapfen** 3. Aufl. . . . . M 3,— | 10. | **Zahnräder** 3. Aufl. . M 5,50 |
| 5. | **Achsen und Wellen** 3. Aufl. . . . . M 6,60 | 11. | **Kupplungen** 3. Aufl. M 4,— |
| 6. | **Lager** 3. Aufl. . . . . M 5,50 | 12. | **Kupplungen** 3. Aufl. M 4,— |

Es war ein glücklicher Gedanke, die Maschinen-Elemente in einer Form zu behandeln, die das Selbststudium neben dem Studium an der Lehranstalt außerordentlich erleichtert. Das Werk dürfte dem Studierenden ein guter Leitfaden für das Studium und dem in der Praxis stehenden Techniker ein Nachschlagewerk von dauerndem Werte sein.

*Ekkehard.*

# Leitfaden der Mechanik

Bearbeitet von Ingenieur **Carl Kahle**

**I. Bewegung und Kraft.** Mit 268 Abbildungen M 15,—, geb. M 17,50

**II. Festigkeitslehre.** Mit vielen Abbildungen M 16,—, gebunden M 19,—

**III. Ausgewählte Kapitel über Mechanik, Festigkeitslehre und Hydraulik.** (In Vorbereitung)

Diese Bücher sind in erster Linie für den **Schulgebrauch** bestimmt und für **Techniker**, die sich die Kenntnisse der Fortbildungsschule angeeignet haben und deren praktisch-technische Ausbildung abgeschlossen ist. Der umfangreiche Stoff des wichtigen Gebietes der **Mechanik** ist dem Gange des Unterrichts entsprechend in drei Teile zerlegt, wovon jeder zwanzig Abschnitte umfaßt, für die Art der Darstellung ist die in **Frage und Antwort** gewählt. Der Wert des Werkes wird besonders erhöht durch die **zahlreichen Beispiele** aus schwierigen Abschnitten, mit denen es ausgestattet ist.

Gedruckt bei Ernst Siegfried Mittler und Sohn, Buchdruckerei G. m. b. H., Berlin SW, Kochstraße 68—71

## Frage 3a. S. 11

Welche Ausführungen muß man hier unterscheiden? 1. Geschränkte Anordnung der Schubstange Fig. I

2. Einfache Kurbelschleife od. Kurbeltrieb mit unendlicher Länge der Schubstange Fig. II

3. Kurbeltrieb mit endlicher Länge der Schubstange Fig. III.

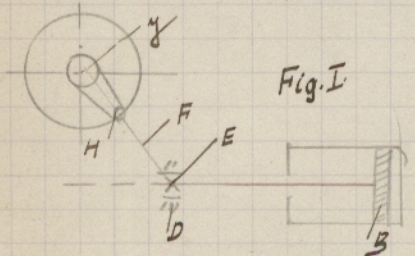



Fig. I.

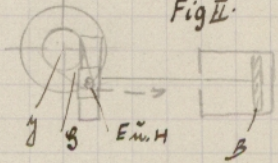
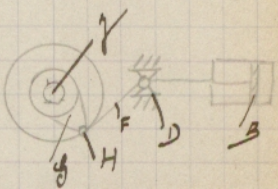


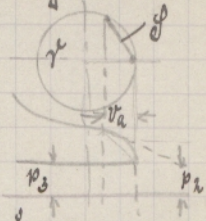

Fig II.



## § 38. Frage 60.

Nach Grassmann kann man die Voraussträumung durch die Sehne $S$ des Voraussträumbogens bestimmen. Es ist $S = r \cdot k \sqrt{Wa(p_2+5)}$ Hier ist $r$ der Kurbel od. Schieberkreisradius, ferner:

| für Kondens | für Auszuff |
|---|---|
| bei Heißdampf $k = 0{,}045$ | $k = 0{,}035$ |
| " Sattdampf $k = 0{,}05$ | $k = 0{,}04$ |




Ferner ist $Wa$ die mittlere Dampfgeschwindigkeit für den Austritt (vergl. S. 61)

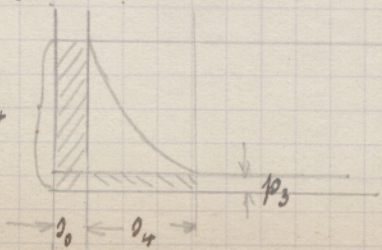
S. 39. Frage 63a. Wie kann man bei Entwurf der Kompressionsweg $s_4$ u. den Kompressionsdruck $p_4$ bestimmen?

Man setzt nach Grassmann $\frac{K}{\alpha \cdot C_i'} = \frac{\lg p_4}{p_3}$ Hier ist K für Einzylinderauspuff $K = 6{,}8$

Einzylinderkondens. $K = 7{,}5$ Verbund, Dreifach $\Big\}$ $K = 3{,}8$ Hochdruck $K = 3{,}3$

Ferner ist $C_i'$ der Dampfverbrauch pro Pferdekraft u. Stunde, $\alpha$ ein Faktor welcher bei der üblichen wirtschaftlichen Füllung $\alpha = 1{,}05 - 1{,}15$ beträgt. Ist beispielsweise $C_i' = 6$, $K = 7{,}5$ $\alpha = 1{,}1$ so ist $\frac{K}{\alpha \cdot C_i'} = \frac{7{,}5}{1{,}1 \cdot 6} = 1{,}13$ dann ist Numerus $\lg 1{,}13 = 13{,}5$ also $\frac{p_4}{p_3} = 13{,}5$ mithin $p_4 = p_3 \cdot 13{,}5$ Bei $p_3 = 0{,}21$ at/abs. ist dann $p_4 = 13{,}5 \cdot 0{,}21 =$ 2,835 at. Der Kompressionsweg ist dann für $p \cdot v =$ Konst. zu bestimmen aus:

$$s_0 \cdot p_4 = (s_0 + s_4)\, p_3$$



woraus: $\frac{s_0 + s_4}{s_0} = \frac{p_4}{p_3}$ od. $\frac{1 + s_4}{s_0} = \frac{p_4}{p_3} = 13{,}5$ nach vorigem

<u>Beispiel</u>. Mithin $\frac{s_4}{s_0} = 13{,}5 - 1 = 12{,}5$ u. bei 5% schädlichen Raum also:

$s_0 = 0{,}05\,s$ wird $s_4 = 12{,}5 \cdot 0{,}05\,s = 0{,}625\,s$

## F. 48. Frage 87a Wie kann man die Endspannungskurven auf sonst noch bestimmen?

Man zeichnet die Expansionskurve p · v = konst. Die Gerade AB schneidet die Expansionskurve dann im Punkte x. Es ist dann die Entfernung x bis zur Anfangs= linie des schädlichen Raumes = dem Ausgangsvolumen v = 1 Die Werte der folgenden Tabellen geben dann für die einer Stufe der Tabellen gegebenen Expansionen ε und das jeweilig angegebene Druckverhältnis den Koeffizienten K an mit dem das Ausgangsvolumen v zu multiplizieren ist um das neue Volumen $v_1$ zu finden.

| $\frac{p_e}{p_s}$ | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | ε = 1 | 1,05 | 1,10 | 1,135 | 1,15 | 1,2 | 1,25 | 1,3 | 1,4 |
| $\frac{1}{2}$ | k = 2 | 1,936 | 1,879 | 1,842 | 1,827 | 1,782 | 1,741 | 1,705 | 1,641 |
| $\frac{3}{4}$ | k = 1,333 | 1,315 | 1,299 | 1,288 | 1,284 | 1,271 | 1,259 | 1,243 | 1,228 |

Bei Sattdampf mit guter Heizung wählt man $\varkappa = 1{,}2$

" Heißdampf meistens " " $\varkappa = 1{,}33 - 1{,}4$

Hat man für den Punkt x den Druck $p_5$ mit dem Volumen $v$, so ist von x nach rechts für $p_6 = \frac{p_5}{2}$ das Volumen $v_1 = K \cdot v$ Ferner ist für $p_7 = \frac{p_6}{2}$ das Volumen $v_2 = K^2 \cdot v$ Nach links ist für $p_6' = 2 \cdot p_5$ das Volumen $v_1' = \frac{1}{K} \cdot v$ Ebenso ist für $p_7' = 2 \cdot p_6'$ das Volumen $v_2' = \frac{1}{K^2} \cdot v$

Für die Compression zeichnet man ebenfalls zunächst die Compressionskurve für $p \cdot v = \text{konst}$. Dann findet man den Punkt x mit dem Ausgangsvolumen $v = 1$ in der Druckhöhe $p_5 = \frac{p_4}{2}$. Dieser Punkt liegt auch gleichzeitig in der Entfernung $2 \cdot s_0$ von der äußersten Linie des schädlichen Raumes entfernt so daß $v = 2\, s_0$ ist.